

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Leštička hliníkových disků

Aluminium Disc Polisher

Student:

Lukáš Mička

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2020

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Mička**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Leštička hliníkových disků**
Aluminium Disc Polisher
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte leštičku hliníkových vozidlových disků podle konkrétní specifikace, kterou vám dodá vedoucí vaší práce. Zpracujte teoretickou úvodní část (materiály disků, popis metod leštění, přehled strojů na trhu) a dále část s konstrukčním návrhem leštičky (včetně vedoucím práce zadané výkresové dokumentace) pro tyto vstupní parametry:

- průměry disku od 11 palců do 23 palců,
- průměry lešticího kotouče v rozsahu 200 až 400 mm,
- výkon pohonného motoru cca 4 kW,
- pomocný motor pro otáčení disku, otáčky disku cca 12 ot/min,
- maximální hmotnost leštičky 800 kg.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. SHIGLEY, J. E., C. R. MISCHKE a R. G. BUDYNAS, VLK, M., ed. Konstruování strojních součástí. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Instructables workshop [online]. Dostupné z: <https://www.instructables.com/id/Polishing-Machined-Aluminum-to-a-Mirror-like-Finis/>
3. KALÁB, K. Části a mechanismy strojů: Teorie + projekty.[online]. Dostupné z: <http://lms.vsb.cz>. 2015.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

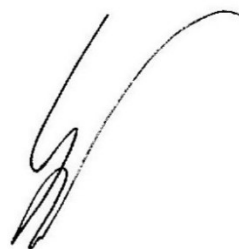
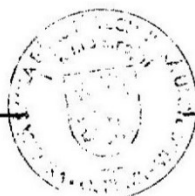
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.
vedoucí katedry

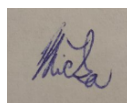


prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 6.5.2020

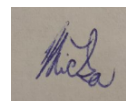


podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3)
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavře licenční smlouvu o oprávnění užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 6.5.2020



podpis

Jméno a příjmení autora práce: Lukáš Mička

Adresa trvalého pobytu autora práce: Polomská 100/8, 747 06 Opava - Podvihov

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu Ing. Danielu Pišťáčkovi, Ph.D. za odbornou pomoc, konzultaci a rady při psaní této diplomové práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MIČKA, L. *Leštička hliníkových disků: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2020, 57 s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Diplomová práce se zabývá návrhem leštičky na hliníkové disky. V úvodu jsou rozepsány materiály disků a jejich vlastnosti. Dále jsem ukázal metody a proces leštění. Následuje porovnání dostupných leštiček v ČR. Výpočtová část se skládá z návrhů elektromotorů a jejich převodování. Do výpočtů jsem zahrnul i návrh nosné konstrukce a pohyblivých částí. Obsáhlou částí jsou pak návrhy řetězu a řemene. Práce je zakončena zobrazením osoby obsluhující leštičku a závěrem.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

MIČKA, L. *Aluminium DiscPolisher: Diploma thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2020, 57 p. Thesis head: Pišťáček, D.

The diploma thesis deals with the design of a polisher for aluminium discs. The introduction describes the disc materials and their properties. Then I showed the polishing methods and process. The following is a comparison of available polishers in the Czech Republic. The calculation part consists of designs of electric motors and their transmission. In the calculations I also included the design of the supporting structure and moving parts. Extensive part is then design of chain and belt. The work ends with a view of the person operating the polisher.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ.....	10
1 ÚVOD DO LEŠTĚNÍ.....	16
1.1 Cíle práce.....	16
2 MATERIÁLY DISKŮ	17
2.1 Silium AlSi7.....	17
2.2 Slitiny hořčíku.....	17
2.3 Ocel	17
3 VÝHODY A NEVÝHODY HLINÍKOVÝCH DISKŮ.....	18
3.1 Výhody.....	18
3.2 Nevýhody.....	18
4 METODY LEŠTĚNÍ.....	19
4.1 Lešticí kotouče	19
4.2 Omílání	19
5 PROCES LEŠTĚNÍ DISKU	20
5.1 Broušení hliníku	20
5.2 Kartáčování povrchu	20
5.3 Předleštění.....	20
5.4 Doleštění	20
6 PRŮZKUM TRHU S LEŠTIČKAMI.....	21
6.1 Lestička kol ATEK Polish S	21
6.2 Lestička kol ATEK Polish & CLN.....	21
7 NÁVRH LEŠTIČKY.....	23
7.1 Základní schéma.....	23
7.2 Popis funkcí hlavních částí leštičky.....	23
7.2.1 Základna.....	23
7.2.2 Kyvná plošina	24
7.2.3 Sklíčidlo	24
7.2.4 Výkyvné rameno	25
8 VÝBĚR VHODNÝCH MATERIÁLŮ	26
9 KONSTRUKCE LEŠTIČKY	26
9.1 Rozbor sil a momentů	26
9.2 Návrh pružného členu.....	28
9.4 Návrh pohonu sklíčidla	33
9.5 Návrh motoru a převodovky sklíčidla	35
9.6 Dimenzování hřídele pro sklíčidlo	36

9.7 Dimenzování nosníku plošiny	38
9.8 Dimenzování čepu otáčení	39
9.9 Dimenzování základny	41
9.10 Návrh motoru a převodovky pro otáčení plošiny	41
9.11 Návrh řetězového převodu pro pohon otáčení plošiny.....	42
9.12 Návrh motoru pro pohon řemenového převodu.....	46
9.12 Návrh řemenového převodu	46
9.13 Návrh hřídele pro leštící kotouč.....	52
10 ZÁVĚR	55
11 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	56
11 PŘÍLOHY	57

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Značka	Význam	Jednotka
a	plocha kloubu	$[\text{mm}^2]$
b_1	šířka řetězu	$[\text{mm}]$
d	průměr drátu pružiny	$[\text{mm}]$
$d_{\text{č}}$	průměr čepu páky	$[\text{mm}]$
$d_{\text{čep}}$	průměr čepu plošiny	$[\text{mm}]$
$d_{\text{Ř}}$	průměr válečku řetězu	$[\text{mm}]$
d_v	průměr vrtání řemenice	$[\text{mm}]$
d_1	roztečný průměr pastorku	$[\text{mm}]$
d_2	roztečný průměr hnaného	$[\text{mm}]$
f	součinitel vláknového tření	$[-]$
f_k	součinitel tření v drážce	$[-]$
f_0	ohybová frekvence	$[\text{Hz}]$
f_{0D}	dovolená frekvence ohybu	$[\text{Hz}]$
g	tíhové zrychlení	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
i	převodový poměr převodovky	$[-]$
i_{sk}	skutečný převodový poměr	$[-]$
i_2	převodový poměr převodovky	$[-]$
i_3	odhadnutý převodový poměr řemenic	$[-]$
$i_{\text{ř}}'$	potřebný převodový poměr	$[-]$
$i_{\text{ř}}$	skutečný převodový poměr řetězového převodu	$[-]$
k	tuhost pružiny	$[-]$
k	bezpečnost proti prokluzu řemenu	$[-]$
k_s	součinitel statické bezpečnosti	$[-]$

k_D	součinitel dynamické bezpečnosti	[-]
l	délka volné pružiny	[mm]
l_P	délka otvoru pro hřídel	[mm]
l_{P2}	délka otvoru pro hřídel	[mm]
l_{P3}	délka otvoru pro hřídel	[mm]
m	minimální rozestup mezi řemenicemi	[mm]
m_D	hmotnost disku	[kg]
m_{PN}	hmotnost pneumatického motoru	[kg]
m^*	hmotnost na metr řetězu	[kg]
n_a	maximální dovolené otáčky	[ot/min]
n_{a2}	maximální dovolené otáčky	[ot/min]
n_{el}	otáčky motoru	[ot/min]
n_{el2}	otáčky motoru	[ot/min]
n_{el3}	otáčky motoru	[ot/min]
n_r	počet ramenou sklíčidla	[-]
n_{skD}	skutečné otáčky disku	[ot/min]
p_d	dovolený tlak v kloubu řetězu	[MPa]
p_p	tlak v kloubu řetězu	[MPa]
r_1	rameno sevření	[mm]
r_2	rameno páky	[mm]
s	pružný skluz řemene	[-]
$v_{\dot{r}}$	rychlost řetězu	[m/s]
v_1	obvodová rychlost řemene na D_1	[m/s]
v_{1max}	maximální rychlost řemene	[m/s]
z	zdvih pneumatického motoru	[mm]

z_1	počet zubů pastorku	[-]
z_2	počet zubů hnaného kola po zaokrouhlení	[-]
z_2'	počet zubů hnaného kola	[-]
A	osová vzdálenost	[mm]
A_{max}	osová vzdálenost maximální	[mm]
A_{min}	osová vzdálenost minimální	[mm]
$A_{minř}$	osová vzdálenost pro nasazení řemene	[mm]
$A_{maxř}$	osová vzdálenost při napínání řemene během provozu	[mm]
A_{sk}	osová vzdálenost skutečná	[mm]
C_k	součinitel počtu řemenů pro 1 řemen	[-]
C_L	součinitel vlivu délky řemene	[-]
C_p	souč. dynamičnosti a pracovního režimu	[-]
C_α	součinitel vlivu úhlu opášení	[-]
D_{PN}	průměr pneumatického motoru	[mm]
$D_{VNĚJ}$	vnější průměr pružiny	[mm]
D_1	průměr malé řemenice	[mm]
D_{1max}	průměr malé řemenice maximální	[mm]
D_{1min}	průměr malé řemenice minimální	[mm]
D_2	průměr velké řemenice	[mm]
F	celková síla	[N]
F_{Br}	brzdná síla od lešticího kotouče	[N]
F_D	tíhová síla od disku	[N]
F_{MAX}	maximální zatížení pružiny	[N]
F_{ob}	přenášená obvodová síla	[N]

F_{op}	předpětí řemene	[N]
F_0	obvodová síla v řetězu	[N]
F_P	tlačná síla pružiny	[N]
F_{PN}	síla pneumatického motoru	[N]
F_{RK}	radiální síla od kotouče	[N]
F_{RM}	síla na mezi pevnosti	[N]
F_{SV}	svislá síla působící na jedno rameno	[N]
F_{SVN}	svislá síla působící na nosník	[N]
F_{SVR}	svírající síla	[N]
F_t	třecí síla	[N]
F_{to}	obvodová síla způsobená obvodovou rychlostí	[N]
F_{VP}	teoretická síla při 6 barech, pohyb vpřed	[N]
F_{VZ}	teoretická síla při 6 barech, pohyb vzad	[N]
K	celkový počet řemenů	[-]
L	celková délka řetězu	[mm]
L_p	délka řemene dle výrobce	[mm]
L'_p	délka řemene	[mm]
M	šířka věnce řemenice	[mm]
M_K	přenášený krouticí moment	[Nm]
M_N	jmenovitý krouticí moment na výstupu	[Nm]
M_{N2}	jmenovitý krouticí moment na výstupu	[Nm]
M_{N3}	jmenovitý krouticí moment na výstupu	[Nm]
$M_{přmax}$	skutečný maximální výstupní moment převodovky	[Nm]
$M_{přmax2}$	skutečný maximální výstupní moment převodovky	[Nm]

$M_{ř1}$	točivý moment	[Nm]
$M_{sevř}$	moment sevření	[Nm]
N_0	jmenovitý výkon předávaný jedním řemenem	[kW]
N_p	skutečný přenášený výkon	[kW]
P	rozteč válečků	[mm]
P_D	stanovení diagramového výkonu pro výběr řetězu	[kW]
P'_D	korigovaný diagramový výkon dle osově vzdálenosti	[kW]
P_{el}	výkon motoru	[kW]
P_{el2}	výkon motoru	[kW]
P_{el3}	výkon motoru	[kW]
$P_{ř1}$	výkon na pastorku	[kW]
X	počet článků řetězu	[-]
α	úhel opásání řemene	[°]
α_d	úhel drážky řemene	[°]
$\hat{\alpha}$	obloukový úhel	[°]
γ	úhel sklonu řemene	[°]
Δi	tolerance převodového poměru	[-]
Δl	prodloužení pružiny	[mm]
$\eta_{př}$	účinnost převodovky	[-]
$\eta_{př2}$	účinnost převodovky	[-]
λ_1	součinitel tření	[-]
μ	činitel mazání	[-]
$\mu_{tř}$	třecí koeficient mezi ocelí a hliníkem	[-]
τ_D	tečné napětí	[MPa]
χ	součinitel výkonu	[-]

ω	úhlová rychlost	[rad/s]
φ'	činitel druhu řetězu	[-]
ϕd_p	průměr otvoru pro hřídel sklíčidla	[mm]
ϕd_{p2}	průměr otvoru pro hřídel pohánějící řetěz	[mm]
ϕd_{p3}	průměr otvoru pro hřídel pohánějící řemen	[mm]

1 ÚVOD DO LEŠTĚNÍ

Leštička je stroj, který umožňuje a usnadňuje opravy hliníkových disků. Na tomto stroji je také možno odstranit hrubou oxidaci. Vyrábějí se různé typy, avšak v Evropě není leštění tak obvyklé jako v USA. Za oceánem se málokdy objeví dopravní prostředek bez chromových či leštěných doplňků. Leštičku jsem zatím na žádné autodílně neviděl. Většinou se používá leštění strojní.

Hlavní nevýhodou leštění jsou vysoké náklady a prašnost při procesu. Při opotřebování kotoučů se uvolňují malé částice, které mohou být rakovinotvorné. Cílem této práce je navrhnout leštičku, která nebude náročná na výrobu a usnadní proces broušení a leštění.

1.1 Cíle práce

- Přehled materiálů disků
- Přehled metod leštění
- Přehled dostupných leštiček
- Návrh konstrukce leštičky
- Návrh pohonů leštičky

2 MATERIÁLY DISKŮ

Disky z hliníkových slitin nejen že ovlivní vzhled automobilu, ale jsou také pevnější a lehčí než kola ocelová, což se projeví na jízdních vlastnostech. Lité disky, jak už název napovídá, vznikají metalurgickou operací odlévání. Disky pro nákladní vozidla a autobusy se vyrábějí kováním. Tato technologie není v oblasti strojírenství nová, ovšem speciální složení směsi a náročnost na přesné dodržování technologických procesů při výrobě alu kol je stále složitý proces s vysokými nároky na zkušenosti a technologické zázemí. Hliníková kola jsou proti korozi odolná, koroze u hliníku je pouze povrchová, povrch se potáhne rovnoměrnou vrstvou oxidu, povrch sice zešedne, ale dále nekoroduje. Výrobci se snaží dát diskům přirozený stříbrný lesk nového hliníku. [1]

2.1 Silium AlSi7

Na výrobu litých disků se nejčastěji používá slitina pod označením Silumin (AlSi11) kvůli jejím dobrým mechanickým vlastnostem a vysokou odolností vůči korozi. Lité disky se po odlití a opatřují několika vrstvami laků kvůli mechanické a chemické ochraně (odolnost proti mechanickému oděru, posypovým materiálům) či vzhledu (mat, lesk, černění). Takovéto složení materiálu a povrchovou úpravu mají téměř každá alu kola.

2.2 Slitiny hořčíku

Disky ze slitiny hořčíku se používají zejména pro závodní vozy, případně exkluzivní modely kol pro sportovní osobní automobily. Disky jsou vyráběny kováním ze slitiny hořčíku (ZK60, AZ31 a AZ91). Lité disky ze slitin hořčíku jsou používány pro kola motocyklů. Hmotnost průměrného automobilového disku z hořčíku je asi 5-9 kg (v závislosti na velikosti). Na rozdíl od běžného hliníkového disku, kde může být hmotnost až dvojnásobná. Nevýhodou čistých hořčíkových disků je hořlavost, např. od hořící pneumatiky, z tohoto důvodu byla v rámci některých motoristických závodů zakázána.

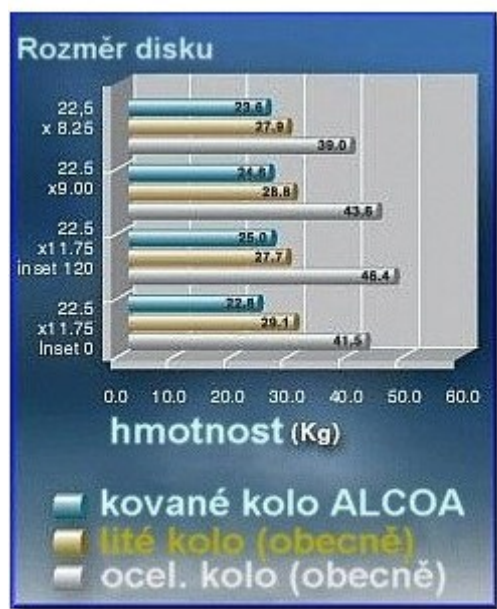
2.3 Ocel

Cenově dostupný materiál, který je spojen jednoduchou výrobou. Výhodou je použití v zimním období, kde jsou plechové disky odolnější vůči chemickým posypům. Co se týče nevýhod, tak jednou z nich je malá tuhost disku v porovnání s disky litými. Velkým nedostatkem je vzhled plechových disků, který výrazně zaostává oproti slitinovým.

3 VÝHODY A NEVÝHODY HLINÍKOVÝCH DISKŮ

3.1 Výhody

- disky jsou bez svárů, z jednoho odlitku
- hliníková kola mají větší tuhost než ocelová
- rozdíl hmotnosti mezi ocelovým a hliníkovým diskem může být 16–22 kg, to znamená úsporu hmotnosti představující 192–264 kg pro běžné soupravy
- lehčí disky znamenají vyšší užitečné zatížení
- nižší setrvačnost disku šetří palivo
- nižší hmotnost má za následek nižší spotřebu paliva a tedy i nižší objem emisí CO₂
- plně recyklovatelná
- vzhled



Obr. 3.1-Rozdíly hmotností disků [2]

3.2 Nevýhody

- vyšší cena
- náročná údržba vzhledu
- riziko vytvoření praskliny v běžném provozu
- horší dostupnost při shánění náhrady za zničený disk
- těžko svařitelné, nebezpečí havárie při vzniku praskliny

4 METODY LEŠTĚNÍ

4.1 Leštící kotouče

Při leštění hliníku a jiných kovů je nutné dodržovat správný postup, aby byl leštěný povrch dokonale hladký a lesklý. Proces leštění má čtyři hlavní fáze. Při každé z nich je potřeba na slitiny hliníku použít jiný druh brusných a leštících kotoučů. Pro každý kov (hliník, nerez, ocel) jsou určené kotouče různého složení a stupně hrubosti. Proto je při leštění hliníku důležité vybrat odpovídající druh kotouče, aby bylo dosaženo požadovaného výsledku a nedocházelo k poškození povrchu. Při leštění hliníku i jiných kovů je vždy nutné použít brusné a leštící pasty.

4.2 Omílání

Ve vibračním omílacím stroji dochází ke kontinuálnímu vzájemnému pohybu obrobků a masy leštících omílacích tělísek (nejčastěji známé porcelánové válečky v průměru 3 až 6 mm) s hmotou tvořenou speciálními brusnými a leštícími minerálními přísadami. V průběhu omílání dojde nejprve k vyhlazení drsného povrchu. Přitom se minerálie samy rozmělní a přemění na jemný leštící prášek. Přísun vody do omílacího stroje je v této fázi minimální a nahrazuje jen ztráty vzniklé odparem. Jakmile je dosaženo požadované hladkosti povrchu, jsou minerálie ze stroje odplaveny a proces pokračuje dále s leštícími tělísky za kontinuálního přidávání účinné látky a vody.[3]



Obr. 4.1-Omílací stroj s tělísky [4]

5 PROCES LEŠTĚNÍ DISKU

5.1 Broušení hliníku

K obroušení velkých nerovností používám brusný papír o zrnitosti od 80 až do 320. K zarovnání výstupků povrchu se používá smirkové plátno nebo brusné rouno a brusná pasta. Na hliník a mosaz volím hrubost abraziva 240-320.

5.2 Kartáčování povrchu

Pro vyhlazení veškerých drobných nerovností je vhodné použít sisalové kotoučky s brusnou pastou. Sisal je univerzální materiál pro leštění hliníku, mosazi i oceli. Při kartáčování bez pasty se povrch nevratně poškodí.

5.3 Předleštění

Na leštění hliníku jsou vhodné látkové leštící kotouče z Kalika i Brunoku v kombinaci s polomastnými leštícími pastami. Struktura řasených a skládaných látkových kotoučů zaručí zároveň chlazení leštěného povrchu.

5.4 Doleštění

Pro dosažení vysokého lesku se používají jemné leštící kotouče a pasty, nejčastěji mastné nebo suché. Při leštění hliníku je možné použít damaškové kotouče nebo kotouče z Molina. Pro zakonzervování je vhodné použít vosk, nebo bezbarvý lak, který udrží lesk.[5]



Obr. 5.1-Základní leštící sada [6]

6 PRŮZKUM TRHU S LEŠTIČKAMI

6.1 Lestička kol ATEK Polish S

Zařízení slouží k broušení a leštění alu kol po jakémkoliv poškození a k opravě vnějšího povrchu. S model je zařízení s ručním ovládáním pracovního ramene a pohodlnou, univerzální montáží kola umožňující opravu v těžko přístupných místech.

hnací výkon motoru kotouče	1,1 kW
frekvence	50 Hz
průměr ráfku	30"
napětí motoru	400 V
ovládání pracovního ramene	manuální
otáčky motoru	3000 ot./min.
rozměry	1200/880/115 0mm
hmotnost	130 kg
cena	79 990,- bez DPH



Obr. 6.1-Leštička ATEK Polish S [7]

6.2 Lestička kol ATEK Polish & CLN

Zařízení slouží k broušení a leštění alu kol po jakémkoliv poškození a k opravě vnějšího povrchu. S model je zařízení s ručním ovládáním pracovního ramene a pohodlnou, univerzální montáží kola umožňující opravu v těžko přístupných místech.

- leštění disku na vysoký stupeň lesku
- dosažitelnost každého záhybu v disku
- umístění disku a leštění v kterémkoliv místě
- čištění a leštění může probíhat v obou směrech
- plně automatické 6tiosé ovládání
- zrcadlové propojení disku s pneumatickým ovládáním
- dálkové ovládání prostřednictvím 8-cestného joysticku

hnací výkon motoru leštícího kotouče	1,5 kW
frekvence	50 Hz
průměr ráfku	od 11“ do 28“
ovládání pracovního ramena	dálkové
rychlost otáčení ráfku	12 ot/min
rozměry	1022/1630/1630mm
hmotnost	390 kg
cena	186 000,- Kč bez DPH

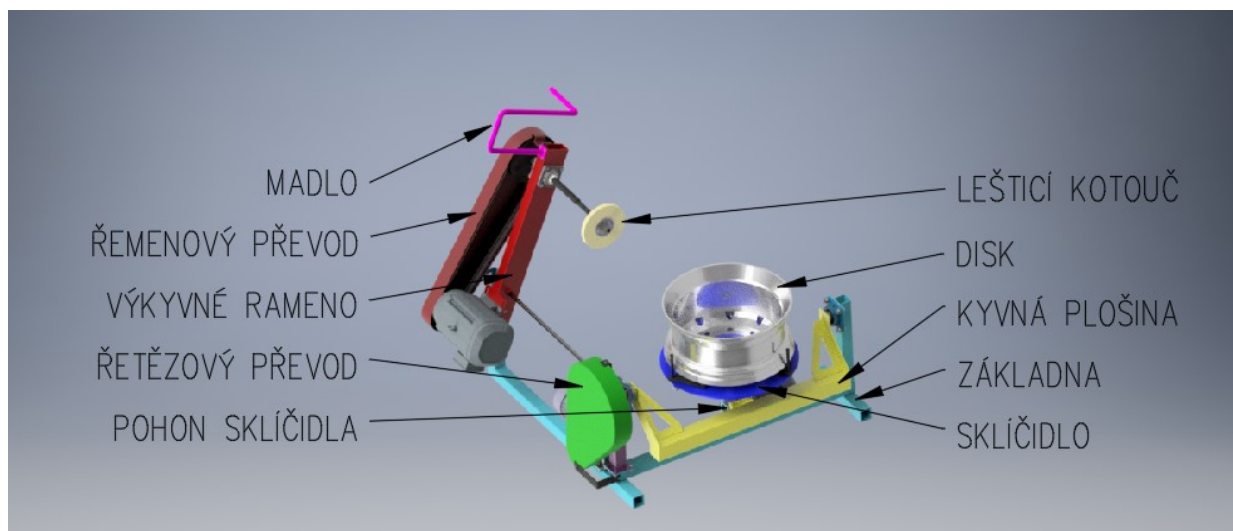


Obr. 6.2-Leštička ATEK Polish& CLN [8]

7 NÁVRH LEŠTIČKY

7.1 Základní schéma

Základní popis všech částí. Leštička se skládá ze čtyř hlavních prvků, tj. základna, kyvná plošina, sklíčadlo a výkyvné rameno. Na těchto prvcích jsou připevněny jednotlivá pohonná ústrojí.

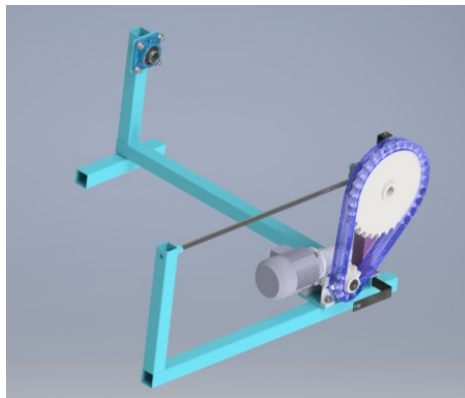


Obr.7.1-3D schéma leštičky

7.2 Popis funkcí hlavních částí leštičky

7.2.1 Základna

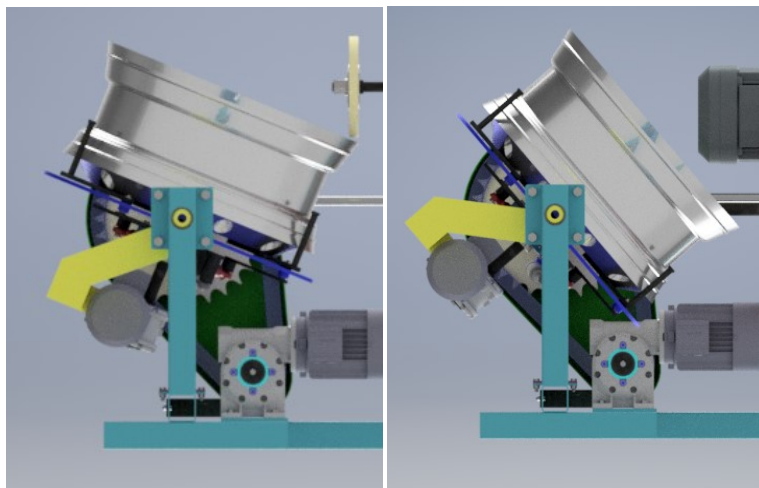
Slouží pro ustavení leštičky do prostoru. Je to nosný prvek leštícího ramene a naklápěcí plošiny. Zajišťuje tuhost celé konstrukce a usnadňuje manipulaci se smontovaným strojem.



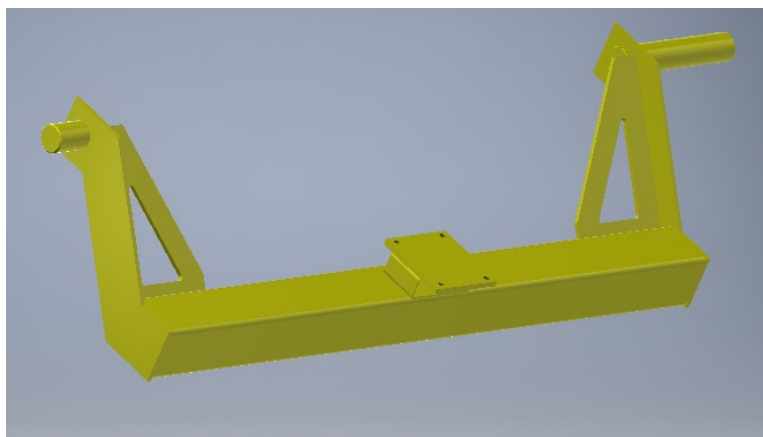
Obr.7.2-Sestava základny

7.2.2 Kyvná plošina

Zajišťuje, aby se leštící kotouč dostal do všech míst v disku. Plošina se otáčí pomocí čepů a je uložena v ložiskových uloženích. Žádná z dostupných leštiček tento pohyb neumožňuje. K plošině je přimontován motor s převodovkou pro pohon sklíčidla. Delší otočný čep slouží pro pohon od řetězového převodu.



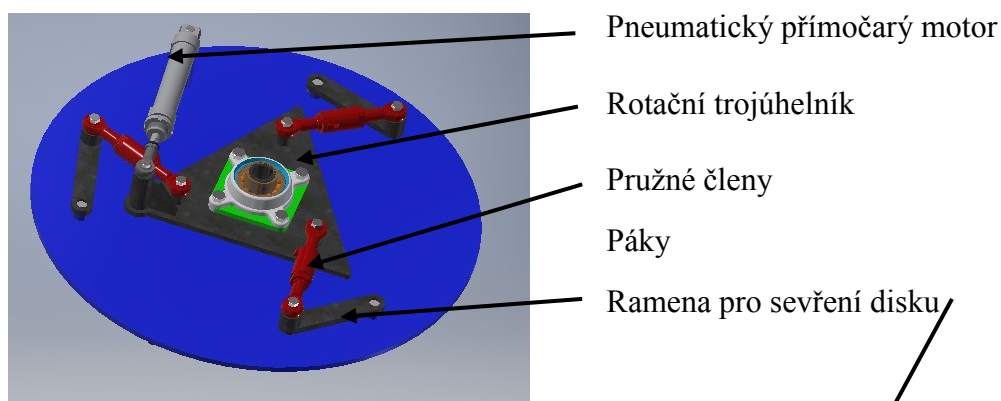
Obr. 7.3 a 7.4-Znázornění pohybu kyvné plošiny



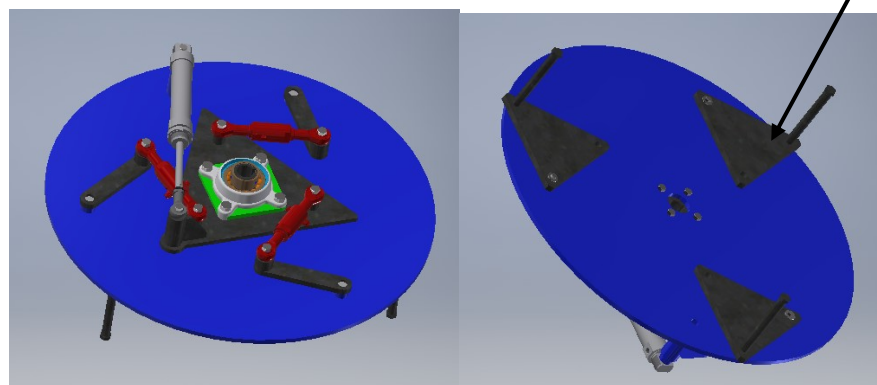
Obr. 7.5-Svařenec kyvné plošiny

7.2.3 Sklíčidlo

Slouží jako základní část upínacího zařízení. Jsou k němu přišroubovaná ramena pro sevření disku, páky, pružné členy, rotační trojúhelník a pneumatický přímočarý motor. Rotační trojúhelník se otáčí na talíři samostatně. Díky tomuto pohybu lze upnout disk do sklíčidla. Tento mechanismus jsem volil proto, aby mohlo sklíčidlo upnout 11“ i 23“ disk. Jedná se zde o velký rozsah pohybu.



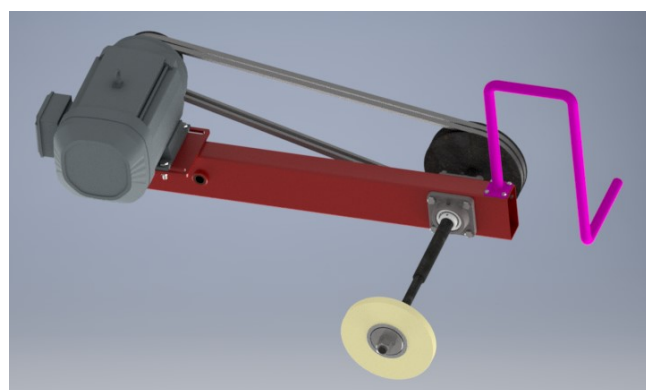
Obr.7.6-Talíř nastavený pro sevření 11" disku



Obr.7.7 a 7.8-Talíř nastavený pro sevření 23" disku

7.2.4 Výkyvné rameno

Umožňuje přiblížení a oddálení leštícího kotouče od disku, jako pohyblivý člen bude sloužit suvná tyč, hrazda se díky tyči natáčí. Madlo slouží pro manipulaci s výkyvným ramenem. Elektromotor pohání leštící kotouč pomocí řemene, slouží také jako protiváha na hrazdě, aby si obsluha mohla sama regulovat přitlačnou sílu kotouče na disku.



Obr.7.9-3D sestava výkyvného ramene

8 VÝBĚR VHODNÝCH MATERIÁLŮ

Pro ocelové profily jsem se rozhodl použít materiály dle Tab. 1, jelikož jsou nejdostupnější a nejlevnější. Pro části se závitem volím materiál 11 523.

Tab. 1 – Výběr vhodných materiálů pro konstrukci leštičky [9]

Označení dle ISO	Ekvivalent dle ČSN	Re [MPa]	Rm [MPa]	HB [MPa]	Vlastnosti
S235JR	11 375	235	340-440	225	Svařitelnost zaručená, plechy na strojní konstrukce, páky, lehce namáhané součásti.
E295	11 500	245	470-610	268	Strojní součásti, hřídele, pouzdra, základové desky, obtížně svařitelná.

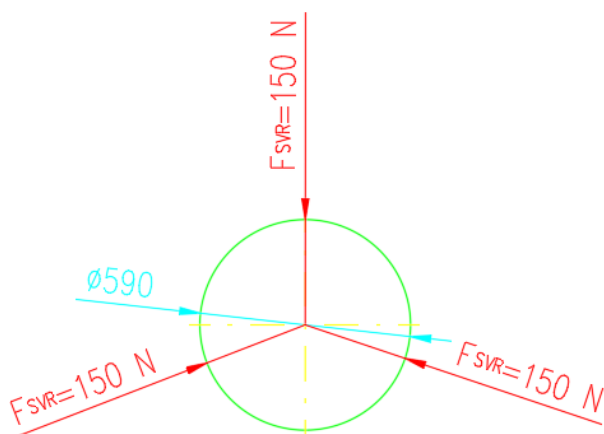
9 KONSTRUKCE LEŠTIČKY

9.1 Rozbor sil a momentů

Sklíčidlo se skládá ze tří ramen pro sevření disků, tři čelisti, tři páky, pneumatického motoru a rotačního trojúhelníku, na které se otáčí na ložiskovém uložení. Sklíčidlo je nasazeno na hřídeli pomocí příruby.

Svírající sílu čelisti působící na disk volím $F_{SVR} = 150 \text{ N}$. Slouží jako vstupní údaj pro výběr pohonu. Konzultováno na cvičení.

Třecí koeficient mezi ocelí a hliníkem je dle strojírenských tabulek 0,61. [9]

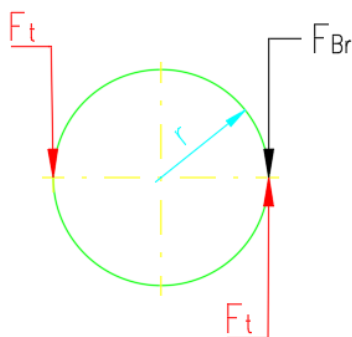


Obr.9.1-Schéma svírajících sil sklíčidla na disk 23"

Moment sevření zajišťuje roztáčení disku. Je tvořen dvojicí třecích sil.

$$M_{sevř} = 3 \cdot F_{SVR} \cdot \mu_{tř} \cdot r = 3 \cdot 150 \cdot 0,61 \cdot \frac{0,590}{2} = 81 \text{ Nm} \quad (1)$$

Brzdnou sílu od leštícího kotouče volím $F_{Br} = 70 \text{ N}$. Třecí síla mezi čelistí a diskem musí být větší než síla brzdná.

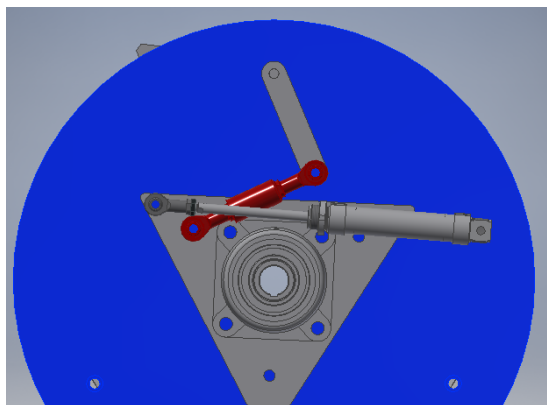


Obr. 9.2-Schéma třecích sil působící roztáčení disku

Výpočet třecí síly

$$F_t = F_{SVR} \cdot \mu_{tř} = 150 \cdot 0,61 = 91,5 \text{ N} \quad (2)$$

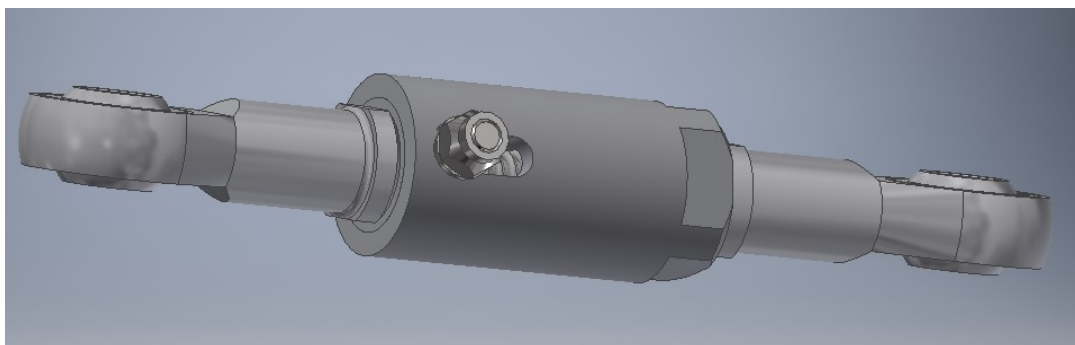
9.2 Návrh pružného členu



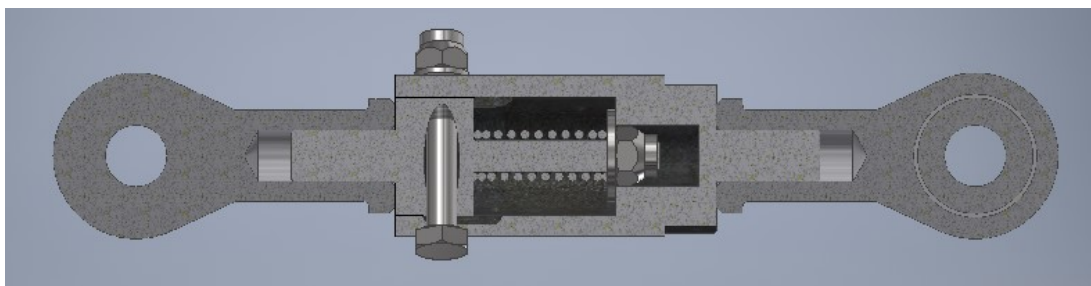
Obr. 9.3-Poloha pružného členu

Dle konzultace jsem použil šroub v trubce s vnitřní tlačnou pružinou, která po celou dobu sevření tlačí na disk. Celá sestava táhla slouží jako poddajný element.

Nastavení délky táhla pro vystředění disku je zajištěno díky našroubovaným kloubovým hlavicím.

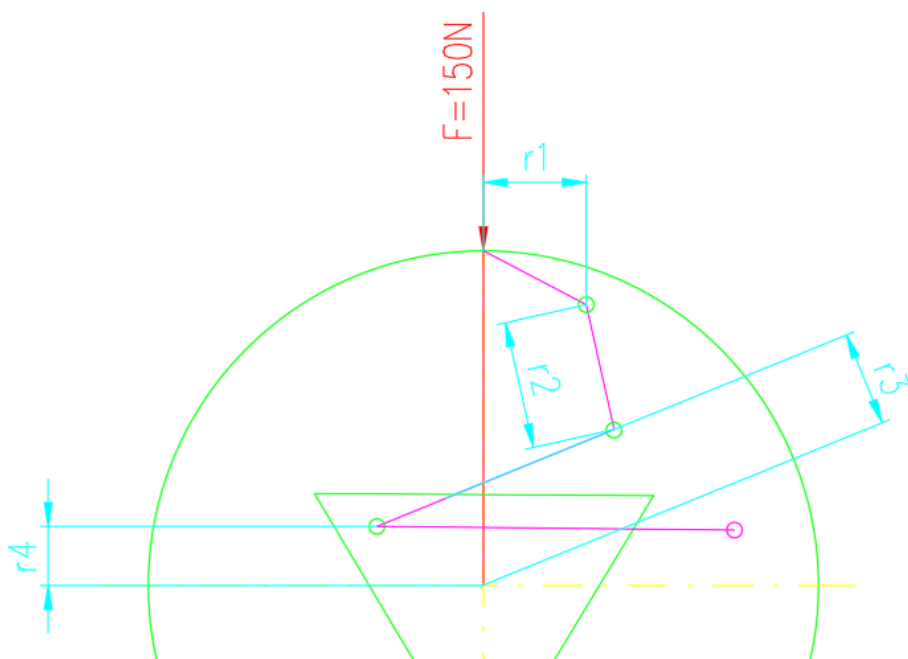


Obr. 9.4-Pohled na pružný člen



Obr. 9.5-Řez pružným členem

Dutá část se může posunovat proti síle pružiny, jako vodítko jí slouží drážka. Celek je po smontování zajištěn průchozím šroubem. Výkyv pružného členu umožňují kloubové hlavice.



Obr. 9.6-Schéma pro výpočet síly pružiny

Momentová rovnice pro výpočet síly pružiny

Vychází ze svírající síly, tlačné síly pružiny a ramenou na ně působících.

$$\sum M = F \cdot r_1 = F_p \cdot r_2 \quad (3)$$

$$F_p = \frac{F \cdot r_1}{r_2} = \frac{150 \cdot 125}{129} = 145,5 \text{ N} \quad (4)$$

$$F_p = k \cdot \Delta l \quad (5)$$

Tuhost pružiny k

$$k = \frac{F_p}{\Delta l} = \frac{150}{10} = 1,5 \quad (6)$$

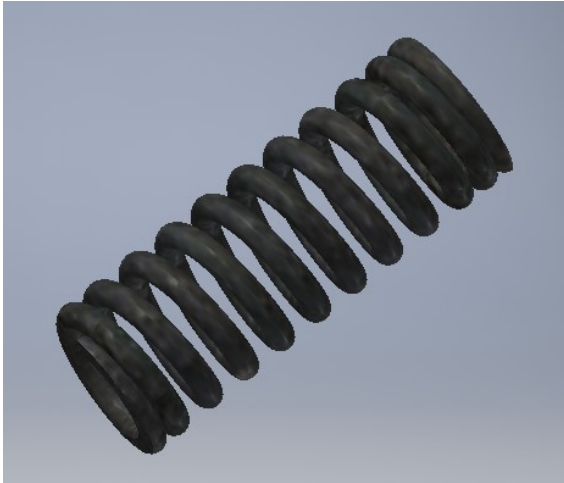
Rozměry pružiny:

Délka volné pružiny $l = 36,8 \text{ mm}$

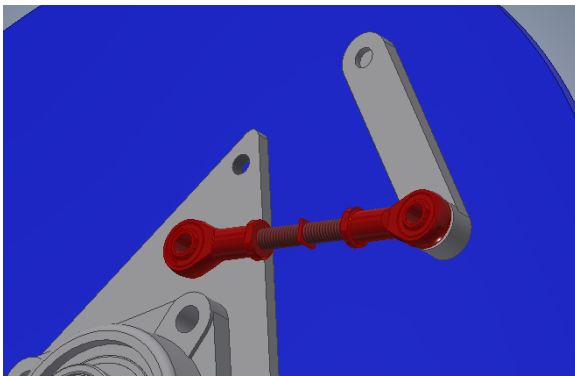
Průměr drátu $d = 1,6 \text{ mm}$

Vnější průměr $D_{VNĚJ} = 10 \text{ mm}$

Maximální zatížení $F_{MAX} = 160 \text{ N}$



Obr. 9.7-3D model pružiny

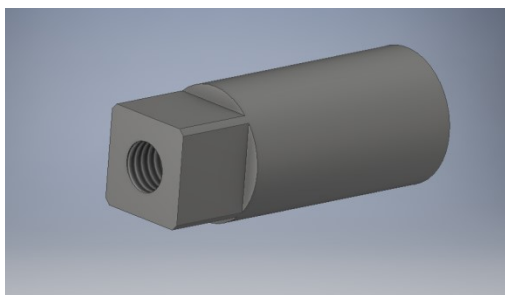


Obr. 9.8-Pohled na stavitelnou páku se závitovou tyčí

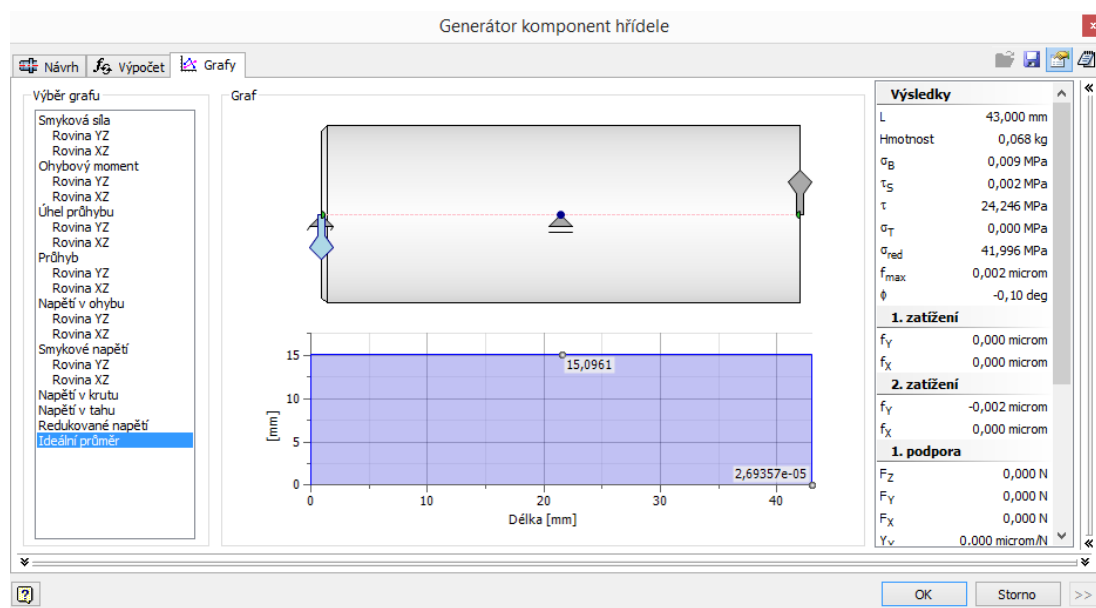
Zde je náhled první verze stavitelné páky pod sklíčidlem. Nesplňovala požadavek poddajného elementu. Nastavení probíhalo pomocí otáčení závitové tyče v kloubových hlavicích. Při konzultacích zamítnuto.

9.3 Návrh čepu páky

Čep slouží pro otáčení upínacího mechanismu, je vsunut do talíře sklíčidla a namáhán na krut. Průměr jsem volil $d_{\xi}=16$ mm. Je opatřen čtyřhranem 12 x 12 mm pro nasunutí ramene svírajícího disk a závitem pro šroub. Na čep působí krouticí moment 20 Nm.



Obr. 9.9-Pohled na čep



Obr. 9.10-Navrhování průměru čepu pomocí generátoru

9.3 Návrh páky

Páka přenáší kyvný pohyb mezi ramenem sevření a pružným členem. Je to výpalek o tloušťce 7 mm, ke kterému je přivařen čep z kap. 8.3. Na druhém konci je přivařena vložka se závitem pro přišroubování pružného členu. Při simulování napětí vzniká největší v místě sváru čepu a to 99 MPa. Posunutí vyšlo 0,3 mm. Svislá síla od ležícího disku je 110 N a krouticí moment stejně jako na čepu 20 Nm. Napětí v dotyku čepu a páky je 98,9MPa.

Hmotnost disku

$$m_D = 33 \text{ kg}$$

Počet ramenou sklíčidla

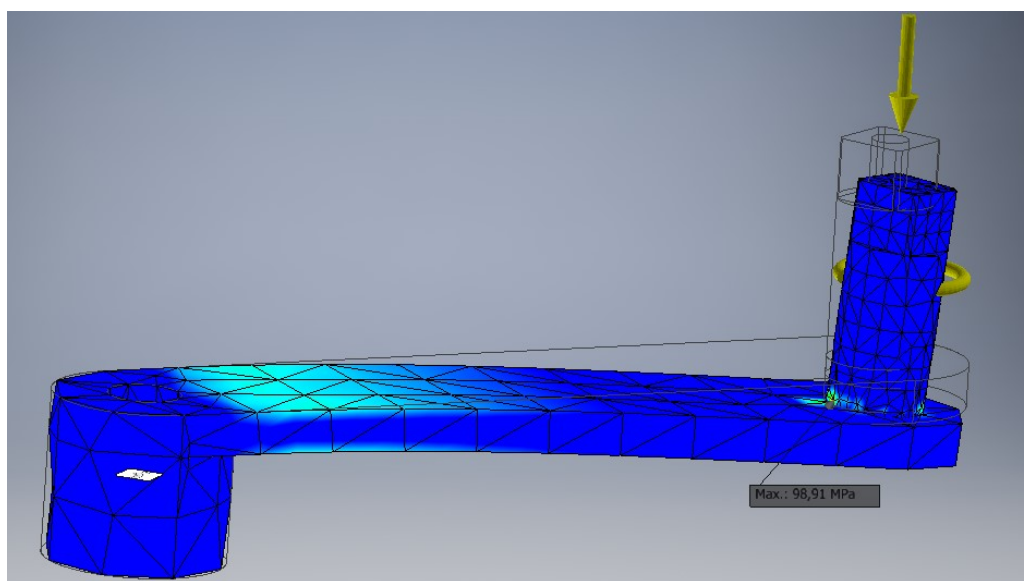
$$n_r=3$$

Síla tíhová od disku

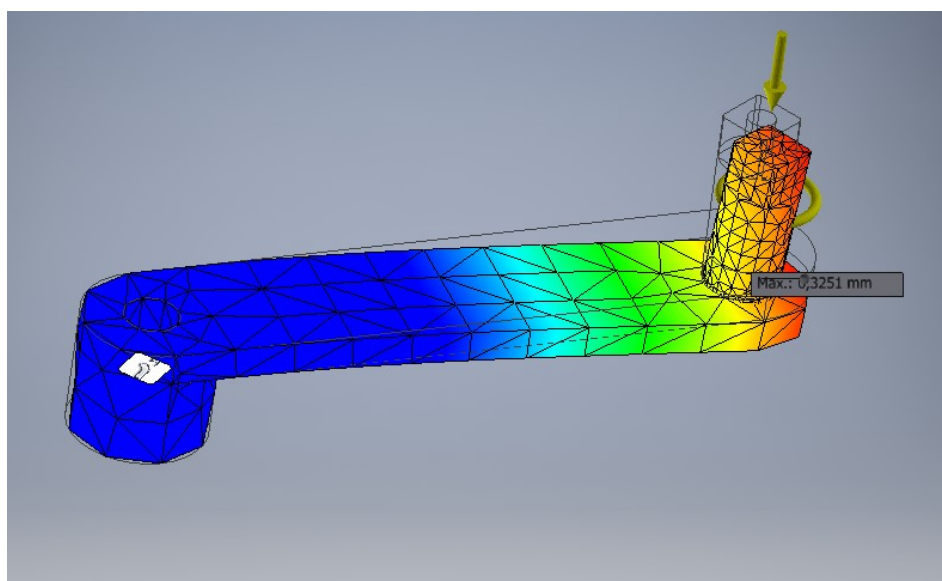
$$F_D = m_D \cdot g = 33 \cdot 10 = 330 \text{ N} \quad (7)$$

Síla svislá působící na jedno rameno

$$F_{SV} = \frac{F_D}{n_r} = \frac{330}{3} = 110 \text{ N} \quad (8)$$



Obr. 9.11-Simulace napětí ve sváru



Obr. 9.12-Simulace posunutí



Obr. 9.13-Náhled na celou svěrnou sestavu, talíř je zneviditelněn

9.4 Návrh pohonu sklíčidla

Výpočet síly pneumatického motoru

$$F_{PN} = 3 \cdot F \cdot \frac{r_3}{r_4} \cdot \frac{r_1}{r_2} = 3 \cdot 150 \cdot \frac{101}{91} \cdot \frac{125}{129} = 483 \text{ N} \quad (9)$$

Volím pneumatický kruhový válec FESTO DSNU-32-100-PPS

Vlastnosti:

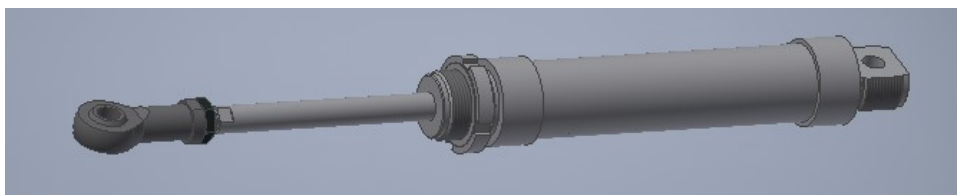
zdvih $z = 100 \text{ mm}$

hmotnost $m_{PN} = 1 \text{ kg}$

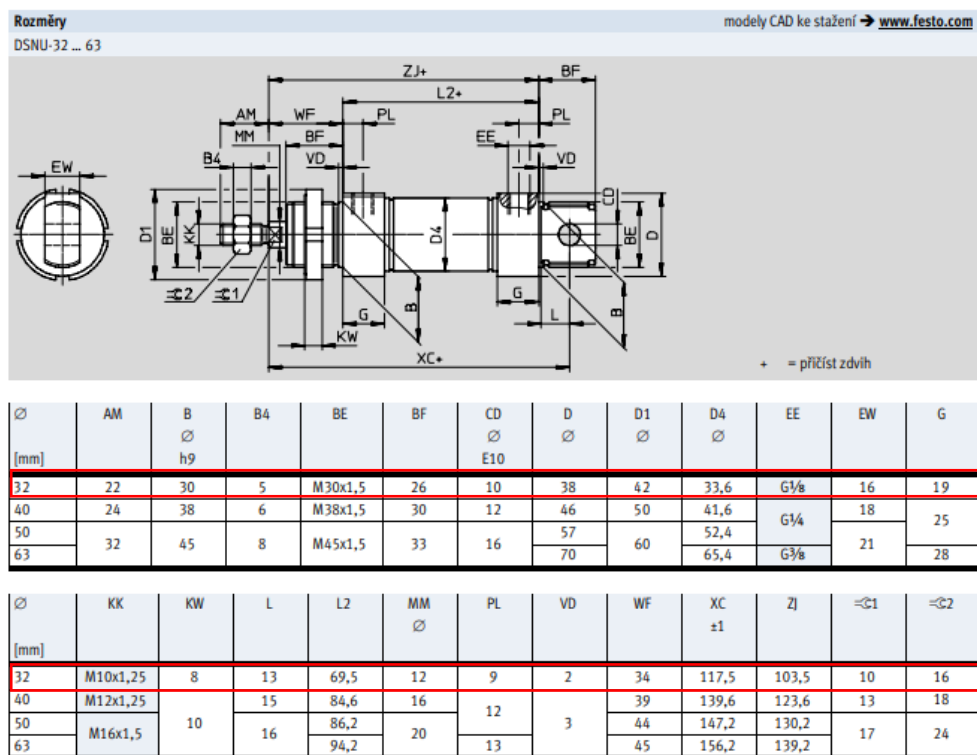
\varnothing pístu $D_{PN} = 32 \text{ mm}$

teoretická síla při 6 barech, pohyb vpřed $F_{VP} = 438 \text{ N}$

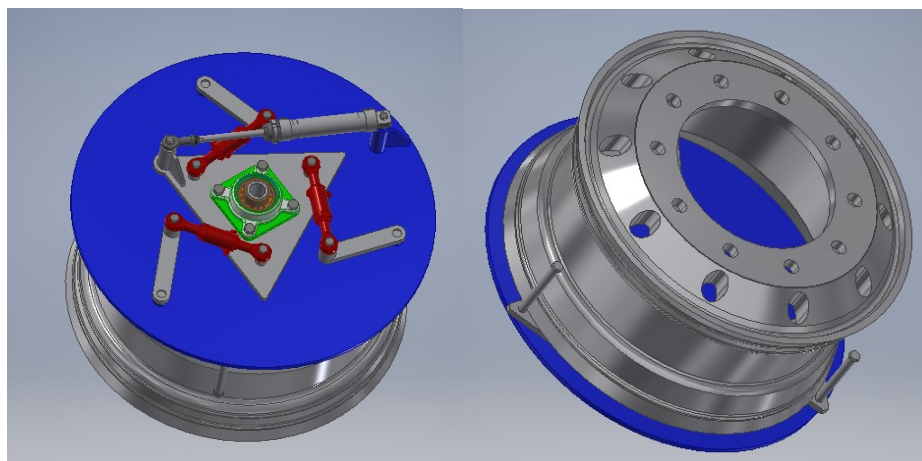
teoretická síla při 6 barech, pohyb vzad $F_{VZ} = 415 \text{ N}$



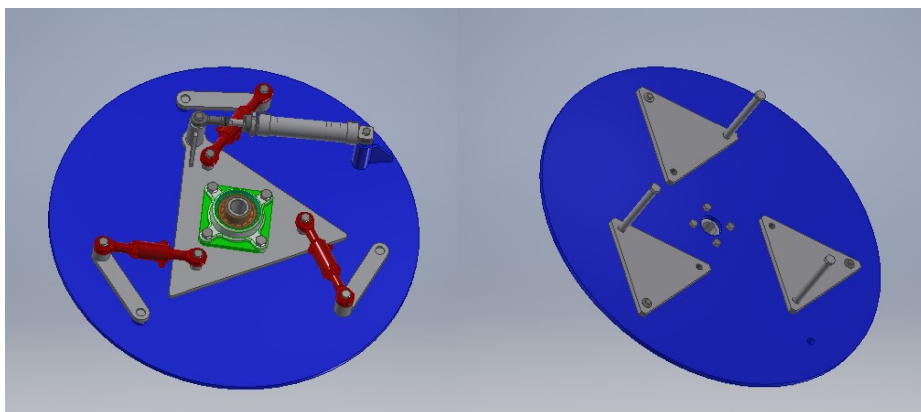
Obr. 9.14-3D model pneumatického motoru



Obr. 9.15-Rozměry pneumatického motoru z katalogu [10]



Obr. 9.16 a 9.17-Uchycení 23" disku



Obr. 8.18 a 8.19-Nastavení sklíčidla pro nejmenší průměr disku

9.5 Návrh motoru a převodovky sklíčidla

Pro pohon disku bude stačit pouze samotný elektromotor se šnekovou převodovkou. Zvolen je osmipólový asynchronní elektromotor **Siemens 1LE1002-0CD2** včetně šnekové převodovky **(M) RT 50A** od výrobce TOS Znojmo s následujícími parametry.

Parametry motoru:

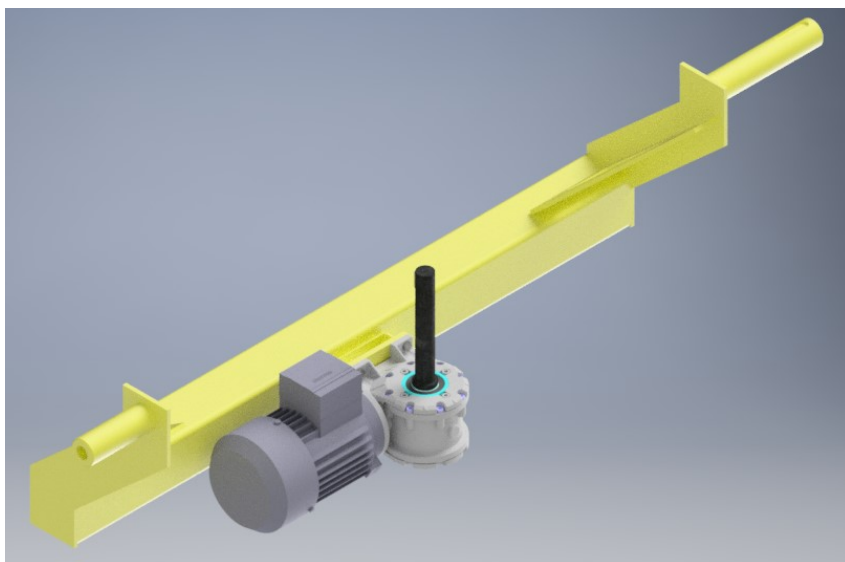
$P_{el} = 0,09 \text{ kW}$	- výkon motoru
$n_{el} = 635 \text{ min}^{-1} = 10,6 \text{ s}^{-1}$	- otáčky motoru
$M_N = 1,35 \text{ Nm}$	- jmenovitý krouticí moment na výstupu
$\frac{M_A}{M_N} = 2,2$	- poměr záběrového a jmenovitého momentu

Parametry převodovky:

$n_a = 12,7 \text{ min}^{-1}$	- maximální dovolené otáčky
$i = 50$	- převodový poměr převodovky
$\eta_{př} = 0,61$	- účinnost převodovky
$\phi d_p = 24 \text{ mm}$	- průměr otvoru pro hřídel
$l_p = 98,5 \text{ mm}$	- délka otvoru pro hřídel

Skutečný maximální výstupní moment převodovky při záběrovém momentu elektromotoru.

$$M_{přmax} = M_N \cdot \frac{M_A}{M_N} \cdot i \cdot \eta_{př} = 1,35 \cdot 2,2 \cdot 50 \cdot 0,61 = 90,8 \text{ Nm} \quad (10)$$



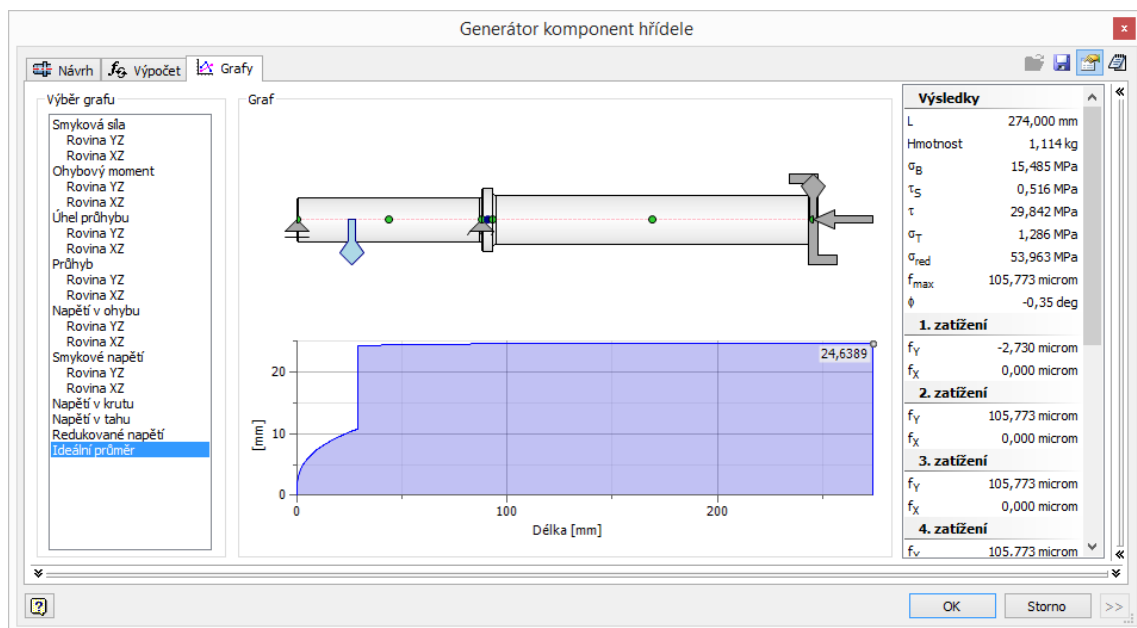
Obr. 9.20-Sestava motoru a převodovky na plošině

9.6 Dimenzování hřídele pro sklíčidlo

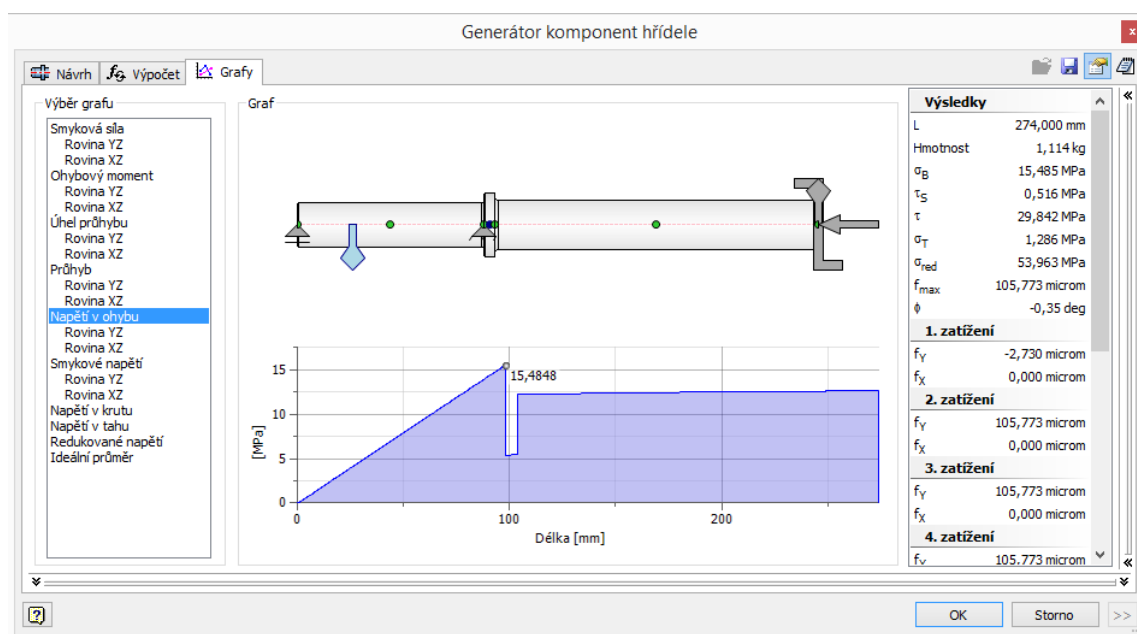
Hřídel je vymodelována pomocí generátoru, ve kterém jsem ji i dimenzoval. Hřídel je namáhána na ohyb a krut. Krouticí moment je 81 Nm a ohybový moment je 22 Nm. Axiální síla pak 640 N. Doporučený průměr hřídele mi vyšel 24,6 mm. Část uložená v převodovce má $\phi 24$ mm. Část pro nasunutí sklíčidla pak $\phi 26$ mm. Na obou koncích jsou drážky pro pera.



Obr. 9.21-Hřídel vložená do převodovky



Obr. 9.22-Ideální průměr hřídele dle generátoru je 24,6 mm



Obr. 9.23-Znázornění napětí v hřídeli

Kontrola těsných per

Kontrolní výpočet Návrhový výpočet

Průměr hřídele d 26 [mm] Přřad' pero

Průměru hřídele d = 26 mm přísluší podle ČSN 02 2507 pero 8 x 7.

Krouticí moment M_k 81 [Nm] Dovolené tlaky

Počet per i 1 [-]

Dovolený tlak pd 100 [MPa] ☒ Všechny tlaky stejné

Dovolený tlak pd pro hřídel [MPa] ☐ Hřídel a náboj stejný

Dovolený tlak pd pro náboj [MPa]

Vypočítej

Nápvěda

O programu...

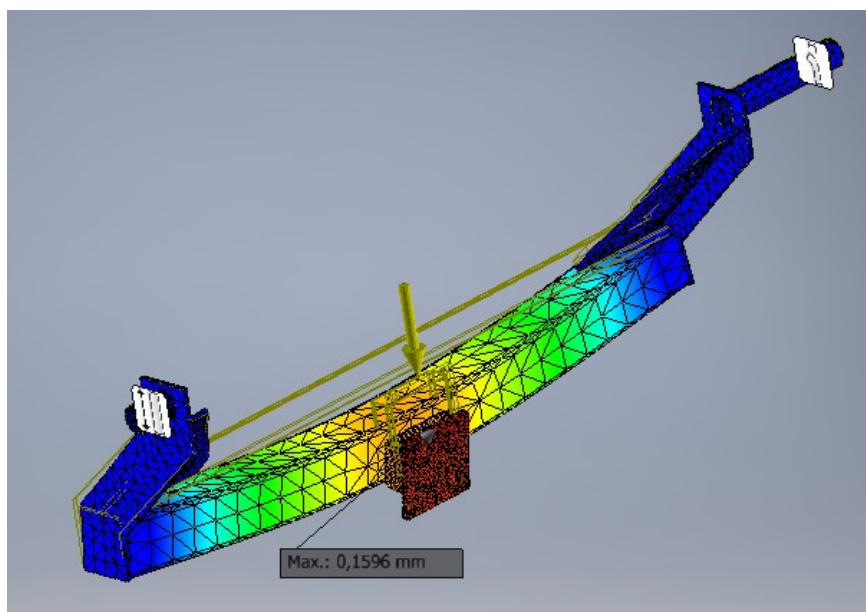
Konec

Návrh délky pera
 Průměr hřídele d = 26 mm
 Pero: 8x7
 Počet per: 1
 Dovolené tlaky: Pero pdp = 100 MPa, hřídel pd = 100 MPa, náboj pd1 = 100 MPa
 Krouticí moment M_k = 81 Nm
 Minimální potřebná normalizovaná délka pera je l = 28 mm
Nejmenší vyhovující pero je 8x7x28
 Tlak mezi perem a nábojem (po celé funkční délce pera) je p1 = 96,6 MPa
 Tlak mezi perem a hřídelem (po celé funkční délce pera) je p = 90,2 MPa

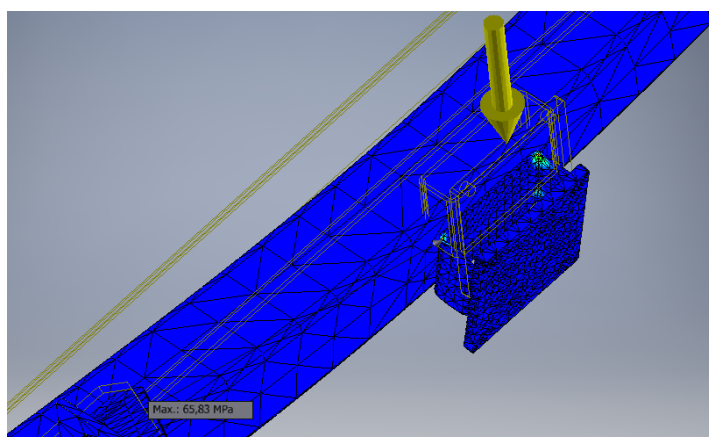
Obr. 9.24-Výpočet vyhovujícího pera dle programu Kontrola těsných per

9.7 Dimenzování nosníku plošiny

Plošina se skládá ze dvou ramen a čtvercového profilu 80x80x3 mm o délce 1000 mm. V ramenech jsou přivařeny čepy a jsou zesílena pomocí výztuh. Nosník se prohnul o 0,16 mm uprostřed při síle $F_{SVN} = 1020$ N. Největší napětí 66 MPa bylo zjištěno v místě přivaření konzole držáku motoru.



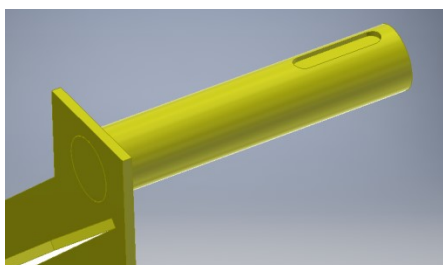
Obr. 9.25-Prohnutí o 0,16 mm uprostřed nosníku



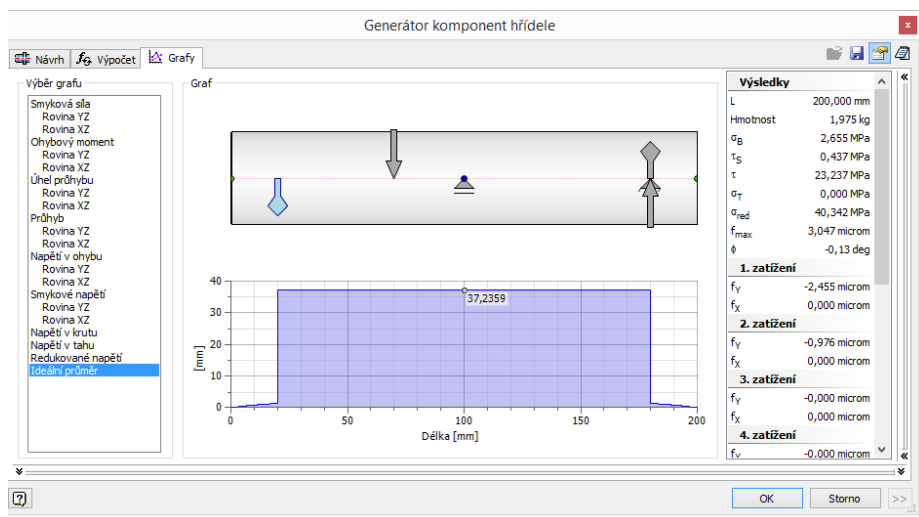
Obr. 9.26-Největší napětí 66MPa uvnitř konzole držáku motoru

9.8 Dimenzování čepu otáčení

Čep slouží pro otáčení plošiny. Dle generátoru jsem volil $d_{\text{čep}} = 40 \text{ mm}$.



Obr. 9.27-3D model čepu otáčení

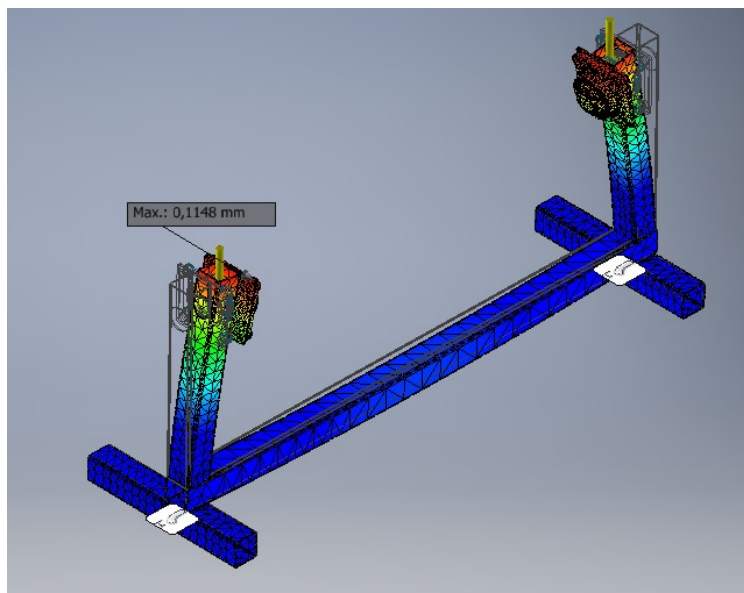


Obr. 9.28-Ideální průměr hřídele dle generátoru je 37,2 mm

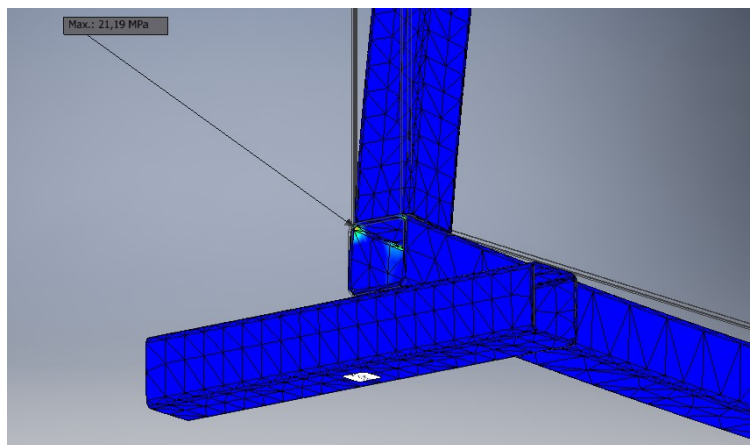
Obr. 9.29-Výpočet vyhovujícího pera dle programu Kontrola těsných per

9.9 Dimenzování základny

Základna je navrhována z profilu 60x60x3 mm. Jsou k ní přišroubována ložisková uložení pro usazení kyvné plošiny. Posunutí stojin základny při simulaci vyšlo 0,3 mm. Nejvyšší napětí v místě sváru je 21 MPa.



Obr. 9.22-Výsledné posunutí základny o 0,1 mm



Obr. 9.23-Výsledné napětí v místě dotyku dvou profilů 21,2 MPa

9.10 Návrh motoru a převodovky pro otáčení plošiny

Zvolen je osmipólový asynchronní elektromotor **Siemens 1LA7083-8AB** včetně šnekové převodovky **(M) RT 60A** od výrobce TOS Znojmo s následujícími parametry.

Parametry motoru:

$P_{el2} = 0,25 \text{ kW}$	- výkon motoru
$n_{el2} = 675 \text{ min}^{-1} = 11,2 \text{ s}^{-1}$	- otáčky motoru
$M_{N2} = 3,5 \text{ Nm}$	- jmenovitý krouticí moment na výstupu
$\frac{M_{A2}}{M_{N2}} = 2,2$	- poměr záběrového a jmenovitého momentu

Parametry převodovky

$n_{a2} = 10 \text{ min}^{-1}$	- maximální dovolené otáčky
$i_2 = 70$	- převodový poměr převodovky
$\eta_{př2} = 0,57$	- účinnost převodovky
$\phi d_{p2} = 25 \text{ mm}$	- průměr otvoru pro hřídel
$l_{p2} = 120 \text{ mm}$	- délka otvoru pro hřídel

Skutečný maximální výstupní moment převodovky při záběrovém momentu elektromotoru.

$$M_{přmax2} = M_{N2} \cdot \frac{M_{A2}}{M_{N2}} \cdot i \cdot \eta_{př2} = 3,5 \cdot 2,2 \cdot 70 \cdot 0,57 = 310 \text{ Nm} \quad (11)$$

Pro otáčení plošiny potřebuji nejméně $M_k = 292 \text{ Nm}$.

9.11 Návrh řetězového převodu pro pohon otáčení plošiny

Řetězový převod je navržen na skutečně odebíraný výkon. Potřebný převodový poměr je

$$i_{ř}' = \frac{n_1}{n_2} = \frac{10}{3} = 3,33 \quad (12)$$

volen počet zubů pastorku $z_1 = 9$. Počet zubů hnaného kola je

$$z_2' = z_1 \cdot i_{ř}' = 9 \cdot 3 = 29,97 \quad (13)$$

počet zubů hnaného kola voleno $z_2 = 30$. Skutečný převodový poměr řetězového převodu je pak

$$i_{ř} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{30}{9} = 3,33 \quad (14)$$

skutečné otáčky disku

$$n_{skD} = \frac{n_{př}}{i_{ř}} = \frac{10}{3,33} = 3 \text{ min}^{-1} \quad (15)$$

točivý moment

$$M_{r1} = \frac{M_{N2}}{i_r \cdot \eta_l \cdot \eta_r} = \frac{3,5}{3,33 \cdot 0,98 \cdot 0,95} = 1,12 \text{ Nm} \quad (16)$$

výkon na pastorku

$$P_{r1} = 2\pi \cdot n_a \cdot M_{r1} = 2\pi \cdot \frac{10}{60} \cdot 1,12 = 1,17 \text{ kW} \quad (17)$$

stanovení diagramového výkonu pro výběr řetězu

$$P_D = \frac{P_{r1}}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi'} = \frac{1,17}{0,57 \cdot 1 \cdot 1} = 2,05 \text{ kW} \quad (18)$$

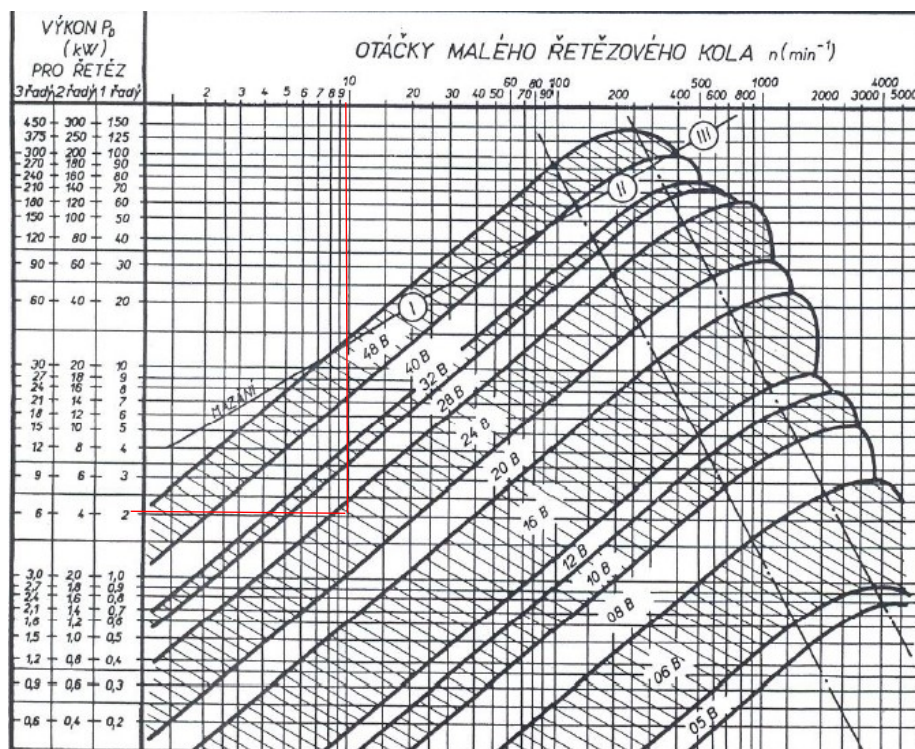
kde χ – součinitel výkonu, pro $z_1 = 9$ a střední rázy voleno $\chi = 0,64$ dle převodového poměru

μ – činitel mazání, pro mazání tukem a obvodovou rychlost do 4 ms^{-1} voleno $\mu = 1$

φ' – činitel druhu řetězu, předpokládá se volba řetězu dle ČSN 02 3324

Korigovaný diagramový výkon dle osové vzdálenosti

$$P'_D = \frac{P_D}{\rho} = \frac{2,05}{1} = 2,05 \text{ kW} \quad (19)$$



Obr. 9.24-Výběr vhodného řetězu dle diagramu [11]

Volen řetěz **1řadý24 B** s následujícími parametry

$P = 38,1 \text{ mm}$

- rozteč válečků

$d_{\text{ř}} = 25,4 \text{ mm}$	- průměr válečku
$b_1 = 25,4 \text{ mm}$	- šířka řetězu
$a = 5,54 \text{ cm}^2$	- plocha kloubu
$F_{RM} = 160 \text{ kN}$	- síla na mezi pevnosti
$m^* = 6,7 \text{ kg/m}$	- hmotnost na metr řetězu

Roztečný průměr pastorku se zvoleným řetězem je

$$d_1 = \frac{P}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180}{9}} = 111,39 \text{ mm} \quad (20)$$

a roztečný průměr hnaného kola je

$$d_2 = \frac{P}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180}{30}} = 364,49 \text{ mm} \quad (21)$$

Je nutné zkontrolovat, zda není roztečný průměr malý vůči průměru výstupního hřídele převodovky. Zvolená převodovka má tento průměr $d = 25 \text{ mm}$, navržený pastorek tedy vyhovuje.

Řetěz je volen se součinitelem mazání do obvodové rychlosti 4 ms^{-1} , tato rychlost je

$$v_{\text{ř}} = \pi \cdot d_1 \cdot n_{2\text{př}} = \pi \cdot 0,11139 \cdot \frac{10}{60} = 0,05 \text{ ms}^{-1} > 4 \text{ ms}^{-1} \quad (22)$$

Obvodová rychlost vyhovuje.

Obvodová síla v řetězu

$$F_0 = \frac{2 \cdot M_{\text{ř1}}}{d_1} = \frac{2 \cdot 1,12}{0,11139} = 20,1 \text{ N} \quad (23)$$

Obvodová síla způsobená obvodovou rychlostí

$$F_{\text{to}} = m^* \cdot v_{\text{ř}}^2 = 6,7 \cdot 0,05^2 = 0,01 \text{ N} \quad (24)$$

Celková síla

$$F = F_0 + F_{\text{to}} = 20,1 + 0,01 = 20,11 \quad (25)$$

Součinitel statické bezpečnosti proti přetržení při zatížení:

$$k_s = \frac{F_{RM}}{F} = \frac{160}{20,1} = 7,96 > 7 \quad (26)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti proti přetržení při zatížení:

$$k_D = \frac{F_{RM}}{F \cdot Y} = \frac{160}{20,1 \cdot 1} = 7,96 > 5 \quad (27)$$

Tlak v kloubu řetězu

$$p_p = \frac{F}{a} = \frac{20,1}{5,54} = 3,6 \text{ MPa} \quad (28)$$

součinitel tření:

$$\lambda_1 = 0,93$$

Dovolený tlak v kloubu řetězu

P volím 31,78 dle [11]

$$p_d = p \cdot \lambda_1 = 31,78 \cdot 0,98 = 31,14 \text{ MPa} \quad (29)$$

$$p_d \geq p_p \quad (30)$$

Řetěz vyhovuje

Stanovení počtu článků

$$X = 2 \cdot \frac{A}{P} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{P}{A} = 2 \cdot \frac{354}{38,1} + \frac{9 + 30}{2} + \left(\frac{30 - 9}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{38,1}{354} = 39,28 \quad (31)$$

Volím 40 článků

Celková délka řetězu

$$L = X \cdot P = 40 \cdot 38,1 = 1524 \text{ mm} \quad (32)$$

Obr. 9.25-Výpočet pera pro hřídel na straně do převodovky

Kontrola těsných per

Kontrolní výpočet Návrhový výpočet

Průměr hřídele d 40 [mm] Přřad' pero

Průměru hřídele d = 40 mm přísluší podle ČSN 02 2507 pero 12 x 8.

Krouticí moment M_k 292 [Nm] Dovolené tlaky

Počet per i 1 [-]

Dovolenný tlak pd 100 [MPa] ☒ Všechny tlaky stejné

Dovolenný tlak pd pro hřidel [MPa] ☐ Hřidel a náboj stejné

Dovolenný tlak pd pro náboj [MPa]

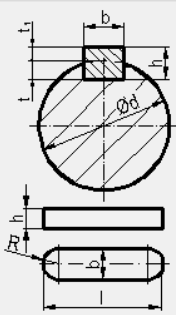
Vypočítej

Nápověda

O programu...

Konec

Návrh délky pera
 Průměr hřídele d = 40 mm
 Pero: 12x8
 Počet per: 1
 Dovolenné tlaky: Pero pdp = 100 MPa, hřidel pd = 100 MPa, náboj pd1 = 100 MPa
 Krouticí moment M_k = 292 Nm
 Minimální potřebná normalizovaná délka pera je l = 56 mm
Nejmenší vyhovující pero je 12x8x56
 Tlak mezi perem a nábojem (po celé funkční délce pera) je p1 = 99,3 MPa
 Tlak mezi perem a hřídelem (po celé funkční délce pera) je p = 77,2 MPa



Obr. 9.26-Výpočet pera pro hřidel na straně náboje ozubeného kola

9.12 Návrh motoru pro pohon řemenového převodu

Zvolen je osmipólový asynchronní elektromotor **Siemens 1LE1002-1BB2**.

Parametry motoru:

$$P_{el3} = 4 \text{ kW}$$

- výkon motoru

$$n_{el3} = 1460 \text{ min}^{-1} = 24,3 \text{ s}^{-1}$$

- otáčky motoru

$$M_{N3} = 26 \text{ Nm}$$

- jmenovitý krouticí moment na výstupu

$$\frac{M_{A3}}{M_{N3}} = 2,4$$

- poměr záběrového a jmenovitého momentu

$$\phi d_{p3} = 28 \text{ mm}$$

- průměr hřídele

$$l_{p3} = 60 \text{ mm}$$

- délka hřídele

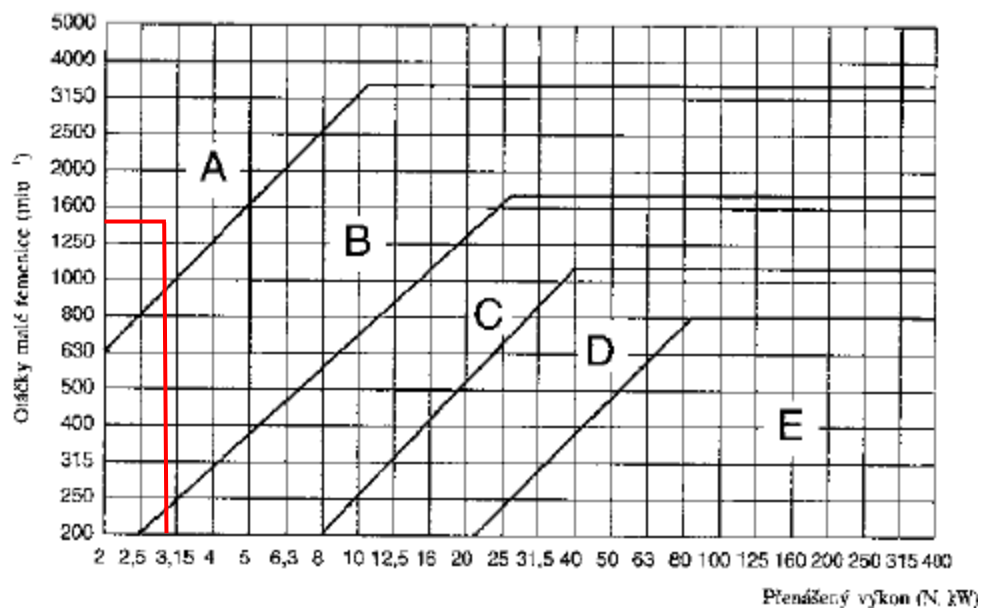
9.12 Návrh řemenového převodu

Řemenový převod bude umístěn na výkyvném rameni. Převod bude poháněn 8 pólovým asynchronním motorem o výkonu $P_{el3} = 4 \text{ kW}$. Řemen bude sloužit pro pohon leštícího kotouče na hřideli. Celé výkyvné rameno lze posunovat vpřed i vzad pro ideální doleštění všech míst v disku.

Odhad převodového poměru řemenic

$$i_3 = 1,78$$

Stanovení velikosti klasického průřezu klínového řemene



Obr. 9.27- Výběr vhodného řemene dle diagramu [11]

Volím velikost klasického průřezu klínového řemen typu B pro použití nižšího počtu řemenů.

Stanovení minimálního výpočtového průměru řemenic

Volím si tyto hodnoty:

$D_{1min} = 125 \text{ mm}$ – minimální průměr malé řemenice

$v_{1max} = 25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ – maximální rychlost řemene

$s = 0,02 \text{ mm}$ – pružný skluz řemene Industrial

$$D_{1min} \leq D_1 \leq D_{1max} \quad (33)$$

$$D_{1max} = \frac{60000 \cdot v_{1max}}{\pi \cdot n_1} \quad (34)$$

$$D_{1max} = \frac{60000 \cdot 25}{\pi \cdot 1460} \quad (35)$$

$$D_{1max} = 327,2 \text{ mm}$$

Volím z tabulky normalizovaných velikostí průměru řemenice $D_1 = 125 \text{ mm}$

Průměr velké řemenice:

$$D_2 = D_1 \cdot i \quad (36)$$

$$D_2 = 150 \cdot 1,78$$

$$D_2 = 222 \text{ mm}$$

Skutečný převodový poměr:

$$i_{sk} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1-s)} \quad (37)$$

$$i_{sk} = \frac{222}{125 \cdot (1 - 0,02)}$$

$$i_{sk} = 1,8$$

Volím dle tab. 224 mm

Podmínka tolerance převodového poměru:

$$i \cdot \left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \leq i_{sk} \leq i \cdot \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right) \quad (38)$$

$$1,8 \cdot \left(1 - \frac{4}{100}\right) \leq 1,8 \leq 1,8 \cdot \left(1 + \frac{4}{100}\right)$$

$1,7 \leq 1,8 \leq 1,85$ – podmínku tolerance splňuje

Návrh osové vzdálenosti:

$$A_{min} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_2 - D_1) \quad (39)$$

$$A_{min} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (224 - 125)$$

$$A_{min} = 70 \text{ mm}$$

$$A_{max} = 2 \cdot (D_2 + D_1) \quad (40)$$

$$A_{max} = 2 \cdot (224 + 125)$$

$$A_{max} = 698 \text{ mm}$$

Minimální rozstup mezi řemenicemi:

$$m = 0,2 \cdot (D_2 + D_1) \quad (41)$$

$$m = 0,2 \cdot (224 + 125)$$

$$m = 69,8 \text{ mm}$$

$$A = m + \frac{(D_2 + D_1)}{2} \quad (42)$$

$$A = 69,8 + \frac{(224 + 125)}{2}$$

$$A = 244,3 \div 250 \text{ mm}$$

Volím $A = 680 \text{ mm}$ z důvodu co nejdelší potřebné vzdálenosti řemenic.

Návrh osové vzdálenosti:

$$A_{min} \leq A \leq A_{max} \quad (43)$$

$$70 \leq 680 \leq 698$$

Určení úhlů:

$$\frac{\alpha}{2} = \arccos\left(\frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A}\right) \quad (44) \quad \gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} \quad (45)$$

$$\frac{\alpha}{2} = \arccos\left(\frac{224 - 125}{2 \cdot 680}\right) \quad \gamma = 90 - 85,8$$

$$\frac{\alpha}{2} = 85,8^\circ \quad \gamma = 4,2^\circ$$

$$\alpha = 171,6^\circ$$

Určení délky řemene:

$$L'_p = 2 \cdot A \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_1) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1) \quad (46)$$

$$L'_p = 2 \cdot 680 \cdot \sin(85,8) + \frac{\pi}{2} \cdot (224 + 125) + \frac{\pi \cdot 4,2}{180} \cdot (224 - 125)$$

$$L'_p = 1897 \text{ mm}$$

Nejbližší rozměr řemenu průřezu B je $L_p = 2000 \text{ mm}$.

Skutečná osová vzdálenost

$$A_{sk} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_1) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1)}{2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (47)$$

$$A_{sk} = \frac{1,04 \cdot 2000 - \frac{\pi}{2} \cdot (224 + 125) - \frac{\pi \cdot 4,2}{180} \cdot (224 - 125)}{2 \cdot \sin(85,8)}$$

$$A_{sk} = 764 \text{ mm}$$

Stanovení potřebného počtu řemenů

Volím tyto hodnoty[11]:

- $N_0 = 2,91 \text{ kW}$ - jmenovitý výkon předávaný jedním řemenem
- $C_\alpha = 1$ – součinitel vlivu úhlu opásání
- $C_L = 0,98$ – součinitel vlivu délky řemene
- $C_p = 1,1$ – souč. dynamičnosti a pracovního režimu (střídavý el. motor, lehký režim)
- $C_k = 0,95$ – součinitel počtu řemenů pro 1 řemen

Skutečný přenášený výkon:

$$N_p = N_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} \quad (48)$$

$$N_p = 2,91 \cdot \frac{1 \cdot 0,98}{1,1}$$

$$N_p = 2,6 \text{ kW}$$

Celkový počet řemenů:

$$K = \frac{P_1}{N_p \cdot C_k} \quad (49)$$

$$K = \frac{4}{2,6 \cdot 0,95}$$

$$K = 1,62 \doteq 2$$

Kontrola životnosti řemene

- $f_{0D} = 40 \text{ s}^{-1}$ – dovolená frekvence ohybu pro řemeny klasického průřezu

Kontrola životnosti řemene:

$$f_0 = \frac{v_1 \cdot 1000 \cdot K}{L_p} \leq f_{0D} \quad (50)$$

$$\frac{9,5 \cdot 1000 \cdot 2}{2000} \leq 40$$

$$9,5 \leq 40$$

podmínka pro ohybovou frekvenci je splněna

Obvodová rychlost řemene na D_1 :

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (51)$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot 0,125 \cdot 1460}{60}$$

$$v_1 = 9,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Specifikace navrženého řemene:

ŘEMEN B-2000 ČSN 02 3110

Výpočet předpětí řemene:

- $f_0 = 0,35$ – Součinitel suchého nezaběhnutého řemenu
- $k = 1,3$ – bezpečnost proti prokluzu řemenu
- $\alpha_d = 34^\circ$ - úhel drážky řemene

Součinitel tření v drážce:

$$f_k = \frac{f}{\sin\left(\frac{\alpha_d}{2}\right)} \quad (52)$$

$$f_k = \frac{0,464}{\sin\left(\frac{34}{2}\right)}$$

$$f_k = 1,58$$

Přenášená obvodová síla:

$$F_{ob} = \frac{2 \cdot M_K}{D_1} \quad (54)$$

$$F_{ob} = \frac{2 \cdot 26}{0,125}$$

$$F_{ob} = 416 \text{ N}$$

Přenášený krouticí moment:

$$M_K = \frac{P_{el3}}{\omega} = \frac{P_{el3} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (55)$$

$$M_K = \frac{4000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1460}$$

$$M_K = 26,16 \text{ Nm}$$

Předpětí řemene:

$$F_{op} = k \cdot \frac{F_{ob}}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \hat{\alpha}} + 1}{e^{f_k \cdot \hat{\alpha}} - 1} \quad (56)$$

$$F_{op} = 1,3 \cdot \frac{416}{2} \cdot \frac{e^{1,58 \cdot 2,99} + 1}{e^{1,58 \cdot 2,99} - 1}$$

$$F_{op} = 275 \text{ N}$$

Osová vzdálenost při napínání řemene během provozu:

$$A_{max\check{r}} = A_{sk} + 0,030 \cdot L_p \quad (58)$$

$$A_{max\check{r}} = 764 + 0,030 \cdot 2000$$

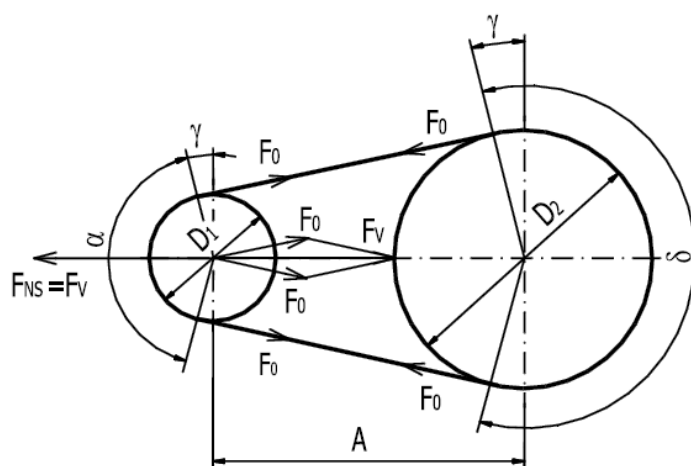
$$A_{max\check{r}} = 824 \text{ mm}$$

Součinitel vláknového tření:

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 \quad (53)$$

$$f = 0,35 + 0,012 \cdot 9,5$$

$$f = 0,464$$



Obr. 9.28-Schéma řemene [11]

Obloukový úhel:

$$\hat{\alpha} = \frac{\alpha \cdot \pi}{180} \quad (57)$$

$$\hat{\alpha} = \frac{171,6 \cdot \pi}{180}$$

$$\hat{\alpha} = 2,99$$

Osová vzdálenost pro nasazení řemene:

$$A_{min\check{r}} = A_{sk} - 0,015 \cdot L_p \quad (59)$$

$$A_{min\check{r}} = 764 - 0,015 \cdot 2000$$

$$A_{min\check{r}} = 734 \text{ mm}$$

Návrh malé řemenice

Tečné napětí zvoleno:

$$\tau_D = 20 \text{ MPa}$$

Tab. 2 – Rozměry drážek pro řemen [mm][11]

	l_p	b_{MIN}	h_{MIN}	e	Δe	f	Δf
B	14	4,2	10,8	19	$\pm 0,4$	12,5	+2, -1

Šířka věnce řemenice:

$$M = (K - 1) \cdot e + 2 \cdot f \quad (60)$$

$$M = (2 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5$$

$$M = 44 \text{ mm}$$

Průměr vrtání řemenice:

$$d_v \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (61)$$

$$d_v \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 26000}{\pi \cdot 20}}$$

$$d_v \geq 20,6 \text{ mm}$$

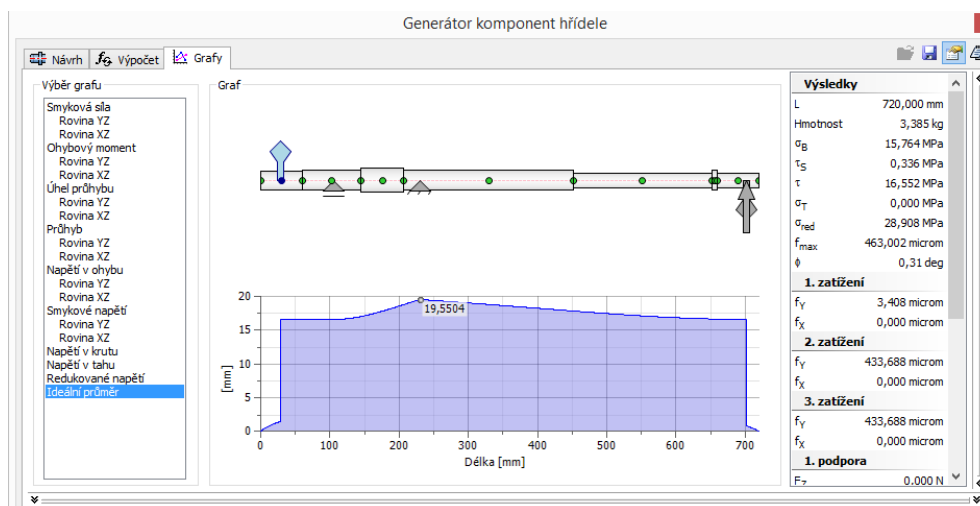
Volím průměr hřídele $d = 28 \text{ mm}$ pro použití kratšího pera a snížení délky náboje.

9.13 Návrh hřídele pro lešticí kotouč

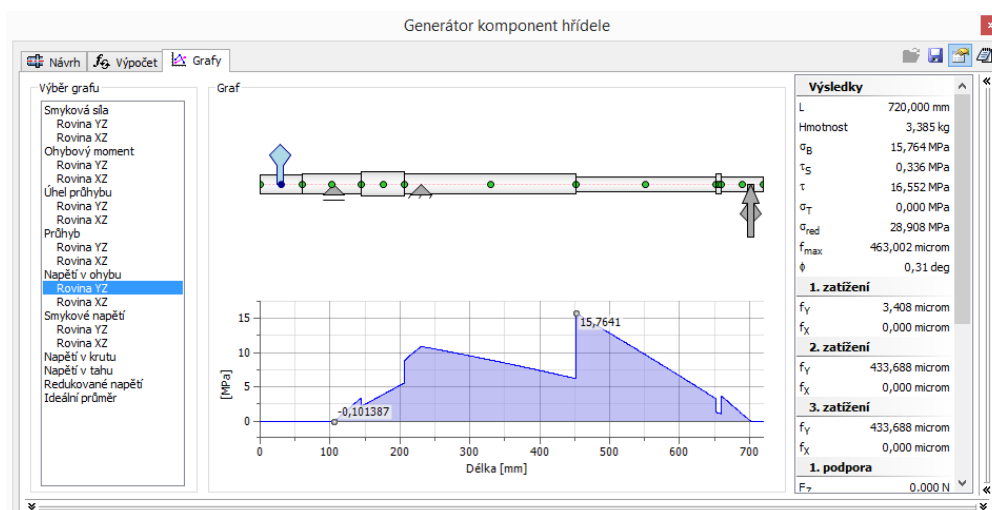


Obr. 9.29-3D model hřídele pro lešticí kotouč

Hřídel je taktéž vymodelována pomocí generátoru, ve kterém jsem ji i dimenzoval. Je namáhána nejvíce na ohyb. Radiální sílu od kotouče volím $F_{RK} = 70 \text{ N}$. Krouticí moment je 26 Nm a ohybový moment vyšel 29 Nm. Minimální doporučený průměr hřídele dle generátoru je 19,5 mm. Na hřídeli je drážka pro pero, pro připevnění lešticího kotouče slouží závit M20x2,5.



Obr. 9.29-Ideální průměr hřídele dle generátoru je 19,5 mm



Obr. 9.29-Znázornění napětí v hřídeli

10 ZÁVĚR

Úkolem této diplomové práce bylo navržení leštičky hliníkových disků. V úvodu je přehled lešticích metod, materiálů disků a dostupné stroje na trhu.

Navržená leštička je poháněna pomocí tří elektromotorů, přičemž každý je z převodován buď pomocí převodovky, řetězového převodu či řemene. Z hlediska statické bezpečnosti lze konstatovat, že leštička zatížení vydrží a bude plnit svou funkci. Hodnoty v místech svárů vychází také dobře, lze konstatovat, že konstrukce splňuje jak bezpečnost, tak i dostatečnou životnost. Základní celky byly dimenzovány pomocí programu MKP.

Konstrukci leštičky jsem řešil pomocí snadno dostupných materiálů, profilů a součástí na trhu. Celá konstrukce je navrhována tak, aby její montáž a demontáž nebyla zbytečně složitá, stejně tak i provoz bezúdržbový.

Pro snadnou manipulaci výkyvného ramene jsem navrhl madlo, jehož tvar je navržený tak, aby byla obsluha v bezpečné vzdálenosti a práce se strojem nebyla namáhavá.

Při vytváření 3D modelu jsem použil program Autodesk Inventor 2019, díky kterému jsem provedl i pevnostní výpočty pomocí MKP. V tomto programu jsem také zpracoval výkresy, které jsou součástí příloh.

Cíle stanovené v úvodu byly splněny.

11 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Alu kola pneu.cz [online]. [cit. 1.12.2019]. Dostupné z: <http://www.alu-kola-pneu.cz/2013/11/struktura-materialu-alu-kola.html>
- [2] AlWheels.r.o [online]. [cit. 22.03.2020]. Dostupné z: [online].Dostupné z <http://www.alkola.cz/disky-alcoa/>
- [3] Technický týdeník.cz [online]. [cit. 1.12.2019]. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/omilani-jako-univerzalni-metoda-pro-upravu-povrchu_12622.html
- [4] MRB Sazovice spol. s.r.o. [online]. [cit. 1.12.2019]. Dostupné z: <https://www.mrb.cz/13-mrb/70-kruhovy-omilaci-stroj-a-kruhova-vibracni-suska>
- [5] Leštění.cz [online]. [cit. 1.12.2019]. Dostupné z: <http://www.lesteni.cz/lesteni-hliniku>
- [6] VeteranWeb.cz [online]. [cit. 1.12.2019]. Dostupné z: <https://www.veteranweb.cz/clanky/jak-na-lesteni-kovu.php>
- [7] DDPneu.cz [online]. [cit. 23.12.2019]. Dostupné z: <https://www.ddpneu.cz/lesticka-hlinikovych-disku-atek-polish-s>
- [8] DDPneu.cz [online]. [cit. 23.12.2019]. Dostupné z: <https://www.ddpneu.cz/lesticka-hlinikovych-disku-atek-polish-cln>
- [9] Leinveber, J., Vávra, P.: *Strojírenské tabulky*. Čtvrté doplněné vydání. Albra, Úvaly 2008. ISBN: 978-80-7361-111-8.
- [10] Festo.com [online]. [cit. 25.03.2020]. Dostupné z: https://www.festo.com/cms/cs_cz/15869.htm
- [11] KALÁB, K. Části a mechanismy strojů: Teorie + projekty. [online]. [cit. 25.03.2020]. Dostupné z: <http://lms.vsb.cz>. 2015.

11 PŘÍLOHY

Výkresy:

Sestava leštičky	MIC0309-01
Podsestava plošina	MIC0309-02
Podsestava výkyvné rameno	MIC0309-03
Podsestava základna	MIC0309-04
Podsestava sklíčidlo	MIC0309-05